



# Pohon pásového dopravníku pro přepravu zásilek ve skladu

## Bakalářská práce

*Studijní program:*

B2301 Strojní inženýrství

*Studijní obor:*

Strojní inženýrství

*Autor práce:*

**Patrik Vojta**

*Vedoucí práce:*

doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů





## Zadání bakalářské práce

# Pohon pásového dopravníku pro převahu zásilek ve skladu

*Jméno a příjmení:* **Patrik Vojta**  
*Osobní číslo:* S18000136  
*Studijní program:* B2301 Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* Strojní inženýrství  
*Zadávací katedra:* Katedra částí a mechanismů strojů  
*Akademický rok:* **2021/2022**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte pohon pásového dopravníku pro přepravu zásilek ve skladu o výkonu 6 kW a výstupních otáčkách 30 ot/min. s redukcí otáček na polovinu. 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:*  
*Rozsah pracovní zprávy:*  
*Forma zpracování práce:*  
*Jazyk práce:*

přílohy dle potřeby  
50  
tištěná/elektronická  
Čeština



### **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. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: 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 přímými 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

*Vedoucí práce:*

doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.  
Katedra částí a mechanismů strojů

*Datum zadání práce:*

25. listopadu 2021

*Předpokládaný termín odevzdání:*

25. května 2023

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.  
děkan

L.S.

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.  
vedoucí katedry

## Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, 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 nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

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

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

15. května 2022

Patrik Vojta

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Petru Lepšíkovi, Ph.D., který mi byl nápomocen po celou dobu práce. Především za cenné rady, odborný dohled a vstřícný přístup při konzultacích. Dále bych rád poděkoval rodině, přátelům a kamarádům za veškerou podporu po celou dobu studia a psaní této práce.

## **Anotace**

Bakalářská práce se v teoretické části zaměřuje na charakteristiku dopravních zařízení, rozdělení dopravníků a základní konstrukci pásového dopravníku. Návrhovaný mechanismus je poháněn elektromotorem o výkonu 6 kW, dále se skládá z převodové skříně, řetězového převodu a přidruženého převodu, který je spojen s bubnem pásového dopravníku a tento celek je uložen na svařovaném rámu. V druhé, praktické části, jsou jednotlivé části mechanismu vypočteny. Jsou zde aplikovány znalosti z konstruování, mechaniky a technologie. Součástí práce je výkresová dokumentace a 3D model mechanismu.

## **Klíčová slova**

konstruování, pásový dopravník, pohon, ozubený převod, řetězový převod, přidružený převod, hřídel, ložiska, převodová skříň

## **Annotation**

The bachelor's thesis focuses in the theoretical part on the characteristics of conveyor device, different types of conveyors and the basic design of a belt conveyor. The proposed mechanism is driven by a 6 kW electric motor, it also consists of a gearbox, a chain drive and an associated gear, which is connected to the pulley of the belt conveyor and this unit is assembled on a welded frame. In the second, practical part, the individual parts of the mechanism are calculated. Knowledge of design, mechanics and technology is applied here. Part of the work is drawing documentation and 3D model of the mechanism.

## **Keywords**

design, belt conveyor, drive, gear, chain drive, associated gear, shaft, bearings, gearbox

## Obsah

1	Úvod.....	16
2	Cíl práce .....	17
3	Pásové dopravníky .....	18
3.1	Historie.....	18
3.2	Výhody a nevýhody pásového dopravníku .....	19
3.3	Rozdělení dopravních zařízení .....	20
3.4	Způsoby využití dopravních zařízení .....	21
3.5	Konstrukce .....	21
3.5.1	Dopravní pás .....	21
3.5.2	Hnací buben .....	22
3.6	Napínací zařízení.....	22
3.6.1	Pevná (tuhá) napínací zařízení .....	22
3.6.2	Gravitační zařízení .....	22
3.6.3	Elektrická, elektrohydraulická nebo pneumatická zařízení.....	22
3.7	Schéma pásového dopravníku .....	23
4	Pohony dopravních zařízení .....	24
4.1	Ruční pohon .....	24
4.2	Elektrický pohon .....	24
4.2.1	Stejnsměrné pohony .....	25
4.2.2	Střídavé pohony .....	25
4.2.3	Elektrobubny .....	26
4.3	Spalovací motory .....	26
4.4	Pneumatické pohony .....	26
5	Vlastní návrh pohonu .....	27
5.1	Kinematické schéma převodu .....	27
5.2	Elektromotor .....	27
5.3	Spojka a mechanismus řazení .....	28
5.4	Účinnost jednotlivých prvků v převodové skříně a elektromotoru.....	29
5.5	Převodové poměry .....	29
5.6	Otáčky .....	30
5.7	Krouticí momenty .....	31
5.8	Výpočet kuželového soukolí se šikmými zuby .....	32
5.9	Výpočet čelního soukolí se šikmými zuby.....	39
5.10	Výpočet čelního soukolí se šikmými zuby s redukcí otáček na polovinu.....	46



5.11	Návrh přidruženého převodu.....	50
5.12	Návrh řetězového převodu .....	54
5.13	Návrh hřídelů .....	57
5.14	Ložiska .....	70
5.15	Návrh a výpočet per .....	75
6	Analýza hřídele .....	77
6.1	Okrajové podmínky.....	77
6.2	Výsledky analýzy .....	78
6.3	Výsledky analýzy po úpravě .....	79
7	Návrh převodové skříně .....	80
8	Ekonomické zhodnocení .....	81
9	Závěr .....	82
	Seznam literatury .....	84
	Seznam tabulek .....	86
	Seznam obrázků .....	87
	Seznam příloh .....	88

## Přehledný soupis použitých značek

### Použité značky pro výpočet základních parametrů pásového dopravníku

symbol	význam	jednotka
$i$	Převodový poměr	[-]
$M_k$	Krouticí moment	[Nm]
$n$	Otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$P$	Výkon	[W]
$\eta$	Účinnost	[-]

### Použité značky pro výpočet ozubených kol

symbol	význam	jednotka
$a$	Osová vzdálenost	[mm]
$a'_n$	Osová vzdálenost virtuálního kola	[mm]
$b$	Šířka ozubeného kola	[mm]
$d$	Průměr roztečné kružnice	[mm]
$d'_n$	Průměr roztečné kružnice virtuálního kola	[mm]
$d'_{na}$	Průměr hlavové kružnice virtuálního kola	[mm]
$d'_{nb}$	Průměr základní kružnice virtuálního kola	[mm]
$d_a$	Průměr patní kružnice	[mm]
$d_b$	Průměr základní kružnice	[mm]
$d_e$	Průměr vnější roztečné kružnice	[mm]
$d_f$	Průměr patní kružnice	[mm]
$d_m$	Průměr roztečné kružnice na střední kružnici	[mm]
$d_{mb}$	Průměr základní kružnice na střední kružnici	[mm]
$F_a$	Axiální síla	[N]
$f_F$	Pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení	[-]
$f_H$	Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice	[-]
$F_n$	Normálová síla	[N]
$F_r$	Radiální síla	[N]
$F_t$	Tečná síla	[N]
$h_a$	Výška hlavy zubu	[mm]
$h_f$	Výška paty zubu	[mm]
$J_{HV}$	Tvrдость v jádře zubu	[MPa]
$i$	Převodový poměr	[-]
$K_A$	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]

$K_{AS}$	Součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení	[-]
$K_F$	Součinitel přidavných zatížení v ohybu	[-]
$K_{FV}$	Součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů v ohybu	[-]
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce v ohybu	[-]
$K_H$	Součinitel přidavných zatížení v dotyku	[-]
$K_{HV}$	Součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů v dotyku	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce v dotyku	[-]
$M_k$	Krouticí moment	[Nm]
$m_n$	Normálový modul	[mm]
$m_t$	Normálový modul	[mm]
$m_{nm}$	Normálový modul na střední kružnici	[mm]
$m_{te}$	Tečný modul na vnější kružnici	[mm]
$m_{tm}$	Tečný modul na střední kružnici	[mm]
$n$	Otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$p_n$	Normálová rozteč zubů	[mm]
$p_t$	Čelní rozteč zubů	[mm]
$p_{tb}$	Základní čelní rozteč zubů	[mm]
$p_{tm}$	Čelní rozteč na střední kružnici	[mm]
$p_{tmb}$	Základní čelní rozteč na střední kružnici	[mm]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_m$	Mez pevnosti	[MPa]
$S_{Fmin}$	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	[-]
$S_{Hmin}$	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	[-]
$u_v$	Převodový poměr virtuálního soukolí	[-]
$V_{HV}$	Tvrдость na boku zubu	[MPa]
$x$	Korekce	[mm]
$Y_{FS}$	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
$Y_{\beta}$	Součinitel sklonu zubu	[-]
$Y_{\epsilon}$	Součinitel vlivu záběru profilu	[-]
$z$	Počet zubů	[-]
$z_v$	Počet zubů virtuálního kola	[-]

$Z_E$	Součinitel mechanických vlastností materiálu	[-]
$Z_H$	Součinitel tvaru souzabírajících zubů	[-]
$Z_R$	Součinitel výchozí drnosti boků zubů	[-]
$Z_\varepsilon$	Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubu	[-]
$\alpha_n$	Normálový úhel záběru	[°]
$\alpha_{nm}$	Normálový úhel záběru na střední kružnici	[°]
$\alpha_t$	Tečný úhel záběru	[°]
$\alpha_{tm}$	Tečný úhel záběru na střední kružnici	[°]
$\alpha_{tv}$	Provozní úhel záběru	[°]
$\beta$	Úhel sklonu zubů	[°]
$\beta_m$	Úhel sklonu zubů na střední kružnici	[°]
$\delta$	Úhel roztečného kužele	[°]
$\Delta_y$	Zmenšení průměru hlavové kružnice	[mm]
$\varepsilon$	Celkový součinitel trvání záběru	[-]
$\varepsilon_\alpha$	Součinitel trvání záběru	[-]
$\varepsilon_\beta$	Součinitel trvání záběru	[-]
$\psi_d$	Poměr šířky ozubení ke střednímu průměru	[-]
$\psi_m$	Poměr šířky ozubené ke střednímu modulu	[-]
$\sigma_F$	Napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{Fmax}$	Největší místní ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
$\sigma_{FP}$	Přípustné napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{FPmax}$	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	[MPa]
$\sigma_H$	Napětí v dotyku	[MPa]
$\sigma_{Hmax}$	Největší napětí v dotyku	[MPa]
$\sigma_{HO}$	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
$\sigma_{HP}$	Přípustné napětí v dotyku	[MPa]
$\sigma_{HPmax}$	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	[MPa]
$\sigma_{Flim}$	Mez únavy v ohybu materiálu	[MPa]
$\sigma_{Hlim}$	Mez únavy v dotyku materiálu	[MPa]

#### Použité značky pro výpočet řetězového převodu

symbol	význam	jednotka
$a$	Osová vzdálenost	[mm]
$d$	Roztečná kružnice	[mm]
$F_{o1}$	Obvodová síla	[N]

$F_{o1*}$	Obvodová síla s redukcí otáček na polovinu	[N]
$F_{1x}$	Obvodová síla ve směru x	[N]
$F_{1x*}$	Obvodová síla ve směru x s redukcí otáček na polovinu	[N]
$F_{1y}$	Obvodová síla ve směru y	[N]
$F_{1y*}$	Obvodová síla ve směru y s redukcí otáček na polovinu	[N]
$F_{ct}$	Odstředivá síla	[N]
$F_{ct*}$	Odstředivá síla s redukcí otáček na polovinu	[N]
$F_{v1}$	Síla v tažné větvi	[N]
$F_{v1*}$	Síla v tažné větvi s redukcí otáček na polovinu	[N]
$i$	Převodový poměr	[-]
$j$	Články v řetězu	[-]
$k$	Součinitel bezpečnosti	[-]
$k_*$	Součinitel bezpečnosti s redukcí otáček na polovinu	[-]
$L$	Délka řetězu	[-]
$M_k$	Krouticí moment	[Nm]
$n$	Otáčky	[ $\text{min}^{-1}$ ]
$p$	Rozteč zubů	[mm]
$v_{x1\text{max}}$	Maximální obvodová rychlost	[ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
$v_{x1\text{max}*}$	Maximální obvodová rychlost při redukcí	[ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
$v_{x1\text{min}}$	Minimální obvodová rychlost	[ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
$v_{x1\text{min}*}$	Minimální obvodová rychlost při redukcí	[ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
$z$	Počet zubů	[-]
$\beta$	Úhel sklonu řetězu	[ $^\circ$ ]
$\delta$	Součinitel nerovnoměrnosti rychlosti řetězu	[-]
$\delta_*$	Součinitel nerovnoměrnosti rychlosti řetězu při redukcí	[-]
$\omega$	Úhlová rychlost	[ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
$\omega_*$	Úhlová rychlost s redukcí otáček na polovinu	[ $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

#### Použité značky pro výpočet hřídelí

symbol	význam	jednotka
$d$	Průměr hřídele	[mm]
$d_n$	Navrhovaný průměr hřídele	[mm]
$F_a$	Axiální síla	[N]
$F_r$	Radiální síla	[N]
$F_t$	Tečné síla	[N]

$k$	Celková bezpečnost	[-]
$k_k$	Bezpečnost v krutu	[-]
$k_o$	Bezpečnost v ohybu	[-]
$l$	Rozměr hřídele	[mm]
$M_k$	Krouticí moment	[Nm]
$M_o$	Ohybový moment	[Nm]
$M_{oRED}$	Redukovaný ohybový moment	[Nm]
$R$	Reakční síla v podpoře	[N]
$r$	Poloměr roztečné kružnice	[mm]
$r_m$	Poloměr roztečné kružnici na střední kružnici	[mm]
$W_k$	Průřezový modul v krutu	[m <sup>3</sup> ]
$W_o$	Průřezový modul v ohybu	[m <sup>3</sup> ]
$\alpha_B$	Bachův opravný součinitel	[-]
$\sigma_{Do}$	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_o$	Napětí v ohybu	[MPa]
$\tau_{Dk}$	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
$\tau_k$	Napětí v krutu	[MPa]

#### Použité značky pro výpočet ložisek

symbol	význam	jednotka
$C$	Dynamická únosnost	[N]
$C_o$	Statická únosnost	[N]
$e$	Porovnávací koeficient	[-]
$F_a$	Axiální síla	[N]
$f_o$	Výpočtový koeficient	[-]
$F_r$	Radiální síla	[N]
$L_{HP}$	Požadovaná trvanlivost v hodinách	[h]
$L_H$	Trvanlivost v hodinách	[h]
$n$	Otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$P$	Dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
$p$	Exponent rovnice trvanlivosti	[-]
$X$	Koeficient radiálního dynamického zatížení	[-]
$x$	Porovnávací hodnota	[-]
$Y$	Koeficient axiálního dynamického zatížení	[-]

### Použité značky pro výpočet spojů

symbol	význam	jednotka
d	Průměr hřídele	[mm]
h	Výška pera	[mm]
l	Délka pera	[mm]
$l_p$	Požadovaná délka pera	[mm]
$M_k$	Krouticí moment	[Nm]
$p_D$	Dovolený tlak	[MPa]
p	Kontrola na otláčení	[MPa]
$\tau_S$	Kontrola na stříh	[MPa]

# 1 Úvod

V dnešní době se firmy snaží co nejvíce minimalizovat lidskou přepravu materiálu. Přeprava materiálu je jednou z nejdůležitějších součástí procesu ve velkofirmách, skladech, průmyslových výrobnách a vlastně i všude tam, kde se musí dostat materiál z bodu A do bodu B. Aby tento proces fungoval, musí být zajištěna automatizace několika dopravních zařízení z níž jedním z hlavních je dopravník.

Myšlenka použití dopravního pásu není nová, první pásové dopravníky se objevily již více než před 100 lety a jejich princip fungování se nezměnil. Nicméně, v průběhu let se výrazně zlepšily vlastnosti a konstrukce dopravníků, od délky přepravy až po plnou automatizaci spojenou s nejrůznějšími moderními roboty.

Dopravníky jsou jedny z mnoha materiálových dopravních zařízení. Cílem implementace dopravníků je snížit ruční manipulaci, ulehčit pracovní zátěž člověka, zrychlit pracovní tok a zvýšit produktivitu. Dopravníky jsou rozděleny podle několika typů dle použití či konstrukce. V této práci budeme věnovat pozornost pásovým dopravníkům, jejich konstrukci a pohonu.

Návrh, konstrukce a následné vyrobení je složitý a velice drahý proces. Často se na vývoji dopravního zařízení podílí i několik konstruktérů najednou, kteří musí všechny náležitě požadavky zohlednit a najít tu neoptimálnější cestu, jak z hlediska ekonomického, tak konstrukčního.



## 2 Cíl práce

Cílem bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení pohonu pásového dopravníku pro přepravu zásilek ve skladu o výkonu 6 kW a výstupních otáčkách 30 ot/min. s možností redukce otáček na polovinu.

Konstrukční řešení bude obsahovat návrh některých částí ústrojí, volbu elektromotoru a dalších součástí potřebných pro pohon dopravníku. Výstup z předového ústrojí bude opatřen řetězovým převodem, který bude společně s přidruženým převodem pohánět bubnu dopravníku. Celá sestava bude uložena na svařované konstrukci.

Zadané parametry	Hodnota
Výkon	7,5 kW
Výstupní otáčky bubny	30/15 min <sup>-1</sup>
Trvanlivost ložisek	30000 h
Minimální bezpečnost	1,5

*Tabulka 1 – Zadané hodnoty*

### 3 Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou dopravní prostředek, který je v dnešních letech široce využíván v mnoha různých odvětvích. Dopravník je velice důležitým zařízením pro automatizaci linek. Nejčastěji se můžeme setkat s dopravníkem, který je navržen pro přepravu sypkých hmot, ale je hojně využíván i v přepravě kusového materiálu. Díky svým výhodám, mezi které jednoznačně patří plynulost, hospodárnost, efektivita, jednoduchost a poměrně nízká pořizovací cena, se dopravníky řadí mezi jedny z nejlepších možných přeprav materiálu ve firmách, ale i mimo ně, např. pásové dopravníky na kamenivo dlouhé i několik kilometrů. [1]

#### 3.1 Historie

Dopravníky se využívají již přes sto let. Na začátku 70. let minulého století se vývoj a technologie dopravníků soustředila především na hledání vhodných materiálů pro pásy a řešení problémů s pohonem. S přibývajícím poptávkou po dopravnících s větší kapacitou a delším dosahem, se musely zvážit a prozkoumat další požadavky na pás, jako bylo větší pracovní zatížení, odolnost proti poškození nebo delší životnost. [2]

Vývoj v průběhu let.

Od roku 1870 – zkušební vzorky z hladkých bavlněných pásů

Do roku 1914 – první pryžové dopravní pásy

Od roku 1928 – použití pásu s vrstvami bavlněných pásků

Od roku 1933 – vývoj pásů z umělého/bavlněného vlákna a pásů z čistého hedvábí

Od roku 1939 – zvýšení používání umělého hedvábí a syntetického kaučuku

Roky 1941/1942 – vývoj pásů z PVC

Rok 1942 – pásy použity pro velké vzdálenosti, instalace probíhala ve Spojených státech Amerických

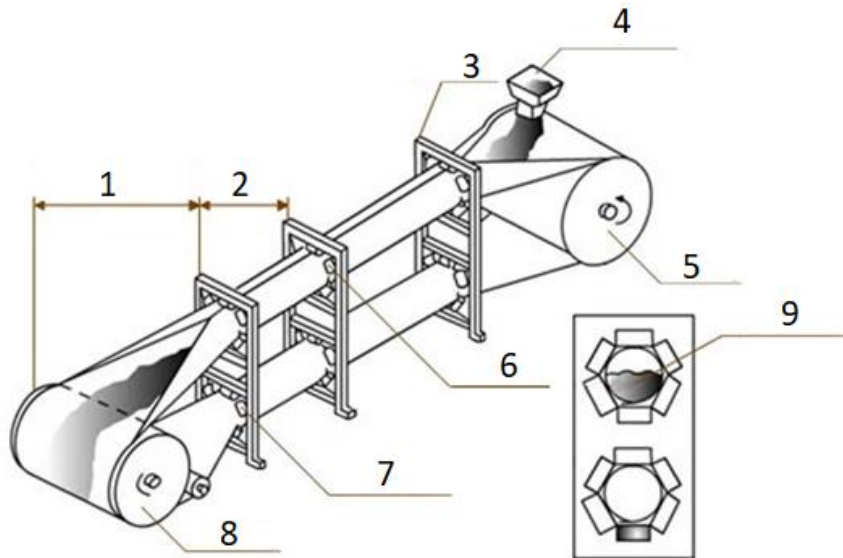
Od roku 1945 – další vývoj pásů z umělého hedvábí, zavedení tkanin ze směsných materiálů (syntetická tkanina)

Od roku 1954/1955 – vývoj pásů s vysokou pevností v tahu, kde byly použity vrstvy z umělého hedvábí, polyamidu a polyesteru

Od roku 1955 – proběhl vývoj ve vzorování pásů, začaly se vyvíjet i nakloněné pásy, které disponovaly zarážkami, proti sklozavání materiálu

Od roku 1980 – vývoj nových dopravníkových systémů, např. trubkový dopravník

Tyto stručné historické milníky ilustrují pouze důležitější fáze vývoje. Hledání a vývoj nových materiálů se stalo nezbytným, kvůli stále rostoucím požadavkům na optimalizaci, konstrukci instalaci nebo dokonce i konstrukci s ohledem na životní prostředí. [2]



Obrázek 1 – Schéma trubkového dopravníku [3]

- |                                       |                 |
|---------------------------------------|-----------------|
| 1. Vzdálenost panelu od tažného bubnu | 6. Nosný válec  |
| 2. Rozteč nosných panelů              | 7. Vratný válec |
| 3. Nosný panel s válci                | 8. Tažný buben  |
| 4. Násypka                            | 9. Materiál     |
| 5. Napínací buben                     |                 |

### 3.2 Výhody a nevýhody pásového dopravníku

Hlavní výhody:

1. Jeden z nejlevnějších dopravních prostředků k přepravě materiálu na dlouhou, ale i krátkou vzdálenost
2. Jednoduchá konstrukce
3. Plynulost dopravy materiálu
4. Hodí se pro dopravu všech druhů materiálu, od sypkých po pevné, a právě tak zmrzlé či horké nebo suché a mokré
5. Velké přepravní kapacity
6. Snadná manipulace

Hlavní nevýhody:

1. Většina dopravníků bývá otevřena, jestliže materiál musí být v uzavřeném prostoru, může být výroba takového dopravníku dražší
2. Lepivý materiál je za určitých podmínek nevhodný k dopravě (při vhodné konstrukci a zohlednění tohoto problému, by to nakonec nemusela být nevýhoda)
3. Pás může být obtížný na úklid, hlavně ve styku se sypkými materiály
4. Malý úhel sklonu při použití hladkého pásu (přibližně 18°)

### 3.3 Rozdělení dopravních zařízení

Z hlediska druhu tažného elementu:

1. Dopravníky s tažným elementem – nejčastěji sem patří pásový, dále článkový nebo magnetický dopravník
2. Dopravníky bez tažného elementu – patří sem válečkový nebo šnekový dopravník

Z hlediska materiálu pásu:

1. Dopravník s gumovým pásem
2. Dopravník s ocelým pásem
3. Dopravník s pásem z PVC
4. Dopravník s pásem z pletiva (nejčastěji drátěné)

Z hlediska sklonu:

1. Dopravníky vodorovné
2. Dopravníky šikmé
3. Dopravníky svislé

Z hlediska konstrukce:

1. Dopravníky přemístitelné
2. Dopravníky stabilní
3. Dopravníky přestavitelné

Z hledisku typu dopravníku:

1. Pásový dopravníky
2. Článkové dopravníky
3. Válečkové tratě
4. Podvěsné dopravníky (Obr. 2)
5. Šnekové dopravníky
6. Ostatní dopravníky



Obrázek 2 – Podvěsný dopravník [4]

### 3.4 Způsoby využití dopravních zařízení

Dopravní prostředky mohou být hojně využívány ve všech odvětvích, nejčastěji se jedná o přepravu kameniva, uhlí, polotovarů, výrobků, zboží a surovin. Ulehčují a velmi zrychlují práci ve skladech, závodech, při nakládání nebo vykládání vagónů, lodí nebo letadel.

Jedny z nám nejbližších dopravníků můžeme vidět i v každodenním životě, jako je pokladní pás v supermarketech. Další příklady pásového dopravníku jsou montážní pásy v sériové výrobě, většina těchto dopravníků funguje v souvislosti s robotikou a automatizací. Článekový dopravník se využívá především pro dopravu kusového materiálu. Magnetické dopravníky jsou výborným pomocníkem při práci s drobnými ocelovými předměty, zde je výhoda, že sklon magnetického dopravníku může být až 70° [5].

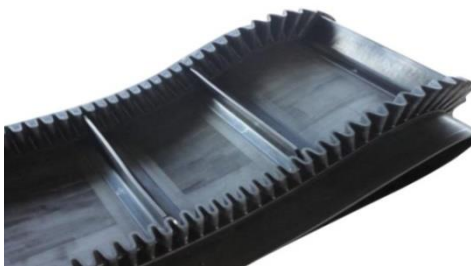
Válečkové dopravníky jsou hojně využívány ve skladech a balících linkách a dále v hutním provozu. Šnekové dopravníky jsou vynikající pro přepravu sypkého materiálu ať už vodorovným, šikmým nebo vyjímečně svislým směrem, případem materiálu může být obilí, pelety nebo uhlí [5].

### 3.5 Konstrukce

Konstrukce pásového dopravníku bývá zpravidla velice jednoduchá. Skládá se z několika málo částí. První důležitou částí je nosná konstrukce, která se volí podle typu převáženého materiálu a účelu dopravního zařízení. Dále se skládá z hnacího a hnaného bubnu, napínacího zařízení, podpěrného válce a samotného pásu. Dle typu konstrukce může být doplněn o násypku materiálu nebo čističe materiálu. Dopravní pás má za úkol vykonávat dvě funkce, funkci nosnou a funkci tažnou. Při funkci nosné je za potřebí, aby pás byl podpírán nosnými válečky, které jsou uloženy ve válečkových stolicích. Při tažné funkci je pás opásán kolem hnacího a hnaného bubnu, kde hnací buben přenáší obvodovou sílu z pohonu. Hnaný buben musí být napínán, ať už automaticky nebo pomocí napínacího zařízení. Bez tohoto napnutí by se pás prokluzoval a efektivita by nebyla optimální.

#### 3.5.1 Dopravní pás

Dopravní pás je nekonečný prvek, který je poháněn hnacím bubnem. Požadavky na dopravní pás bývají vysoké, nejčastěji záleží na odolnosti proti opotřebení, schopnost odolávat mechanickým zatížením, malou hmotnost a vysokou životnost. Je tvořen ocelovou nebo textilní kostrou a krycími vrstvami. Při větších zatíženích je požadována vysokopevnostní kostra s ocelovými lanky. Hladké pásy se používají zejména do 18° sklonu, zatímco pásy s profily nebo vlnovcem se mohou využívat až do 75° [6].



Obrázek 3 – Dopravní pás s profilem a vlnovcem [7]



Obrázek 4 – Dopravní pás hladký [7]

### 3.5.2 Hnací buben

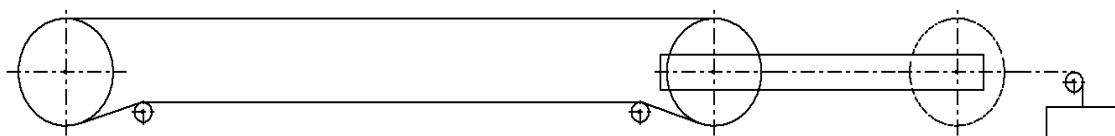
Hnací buben přenáší krouticí moment z pohonu na dopravní pás. Hnací bubny se vyrábí jako lité nebo svařované z několika částí. Hnací buben musí přenášet velké obvodové síly, z tohoto důvodu bývá pogumován. Pryžový potah se vyrábí jak s hladkým povrchem, tak s drážkováním povrchem. Drážkování na hnacím bubnu zvyšuje součinitel tření [6].

### 3.6 Napínací zařízení

Tvoří nedílnou část dopravníku zařízení. Napínacím zařízením se dosahuje potřebného napětí v pásu, přiněmž by nemělo docházet k prokluzu mezi hnacím bubnem a pásem.

Zařízení, které slouží k napínání můžeme rozdělit dle [6] na:

1. Pevná (tuhá) napínací zařízení
2. Gravitační zařízení
3. Elektrická, elektrohydraulická nebo pneumatická zařízení



Obrázek 5 – Schéma pásového dopravníku s gravitačním napínacím zařízením

#### 3.6.1 Pevná (tuhá) napínací zařízení

Napínání těchto zařízení se provádí skrze lanové napínačky nebo pomocí napínacích šroubů. Výhodou použití pevného napínacího zařízení je cena a jednoduchost. Toto zařízení má své nevýhody, mezi které jednoznačně patří montáž a údržba, ta musí být prováděna důkladně, jelikož je zde možnost sbíhání pásu z bubnu. Dále je potřeba údržbu dělat pravidelně, neboť po delší době provozu dochází k prodlužování pásu a tím ke snížení napětí v dopravním pásu. [6]

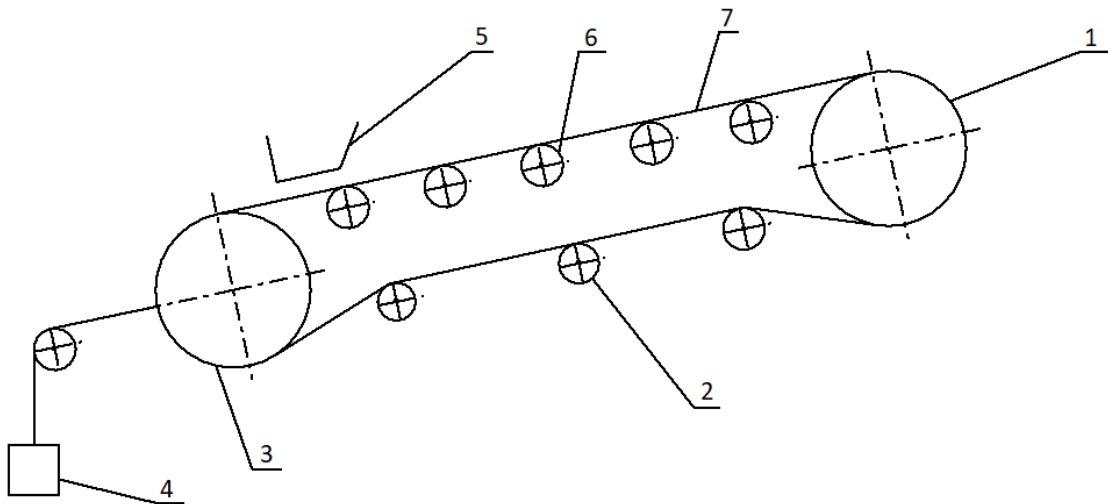
#### 3.6.2 Gravitační zařízení

Napínání gravitačního zařízení se provádí pomocí závaží, které je připevněno k bubnu pomocí kladek. Výhodou proti pevnému zařízení je zajištění neustálého napětí v pásu bez ohledu na vnější síly pásu [6]. Nevýhodou tohoto provedení je nutnost prostoru pro závaží.

#### 3.6.3 Elektrická, elektrohydraulická nebo pneumatická zařízení

Tato jednotlivá zařízení mají velkou výhodu automatické regulace napnutí. Jsou používány především na pásové dopravníky, které vyžadují větší tahové síly. Nevýhodou těchto zařízení je vysoká pořizovací cena [6].

### 3.7 Schéma pásového dopravníku



Obrázek 6 – Schéma šikmého pásového dopravníku

- |                              |                  |
|------------------------------|------------------|
| 1. Hnací buben               | 5. Násypka       |
| 2. Podpěrné (vratné) válečky | 6. Nosné válečky |
| 3. Hnaný buben               | 7. Dopravní pás  |
| 4. Napínací zařízení         |                  |

## 4 Pohony dopravních zařízení

Pohon dopravního zařízení je jednou z klíčových částí celého systému, bez pohonu by se dopravní zařízení nemohlo pohybovat. Pohon jako celek můžeme nazvat tzv. poháněcí stanice, do této stanice patří zároveň i převodovka, hnací buben, různé spojky a případně i brzdy. Pohon dopravního zařízení by měl být navržen tak, aby vyhovoval všem požadavkům na provoz a nebyl zbytečně velký, neadekvátní a drahý. Při návrhu pohonu je důležité se zaměřit na stavy zařízení, jimiž jsou rozběh, ustálený chod a doběh. Tyto tři stavy mohou ovlivnit přenos výkonu poháněcích strojů.

V drtivé většině případů se jako pohon pásového dopravníku používá asynchronní motor. Ve zbylých případech se můžeme setkat se spalovacím motorem, ten se používá tam, kde není přívod elektrického proudu, nebo se také můžeme setkat s případem, kde se využívají pouze pneumatické nebo hydraulické pohony.

Rozdělení pohonů dle [8]:

1. Ruční pohon
2. Elektrický pohon
3. Spalovací motory
4. Hydraulický pohon
5. Pneumatický pohon

Každý z těchto pohonů má svoje využití v řadě aplikací, postupně si rozebereme některé z nich.

### 4.1 Ruční pohon

Využívá se u malých zařízení nevyžadujících velkého výkonu. Pro tento pohon se nejčastěji používají kliky, článkové řetězy s řetězovými koly nebo kladky.

Tyto pohony se hojně využívaly v dřívějších dobách, tato technika je již v moderní technologii zastaralá.

### 4.2 Elektrický pohon

Elektrické motory a elektrické pohony jsou nejčastějšími pohony pásových dopravníků. Tyto pohony přeměňují elektrickou energii na mechanickou [8]. Elektrické pohony se vyznačují jednoduchostí, vysokou účinností, spolehlivostí, snadnou obsluhou a možností změny stavu dopravního zařízení (rozběh, chod, brzdění). Jednoznačnou výhodou těchto pohonů je regulace otáček a výkonu, vysoký rozsah otáček a jejich ekologičnost a ekonomičnost. Hlavní nevýhodou je jejich závislost na přívodu elektrického proudu.

Rozdělení elektrických pohonů:

1. Stejnoseměrné pohony
2. Střídavé pohony
3. Elektrobubny



#### 4.2.1 Stejnosměrné pohony

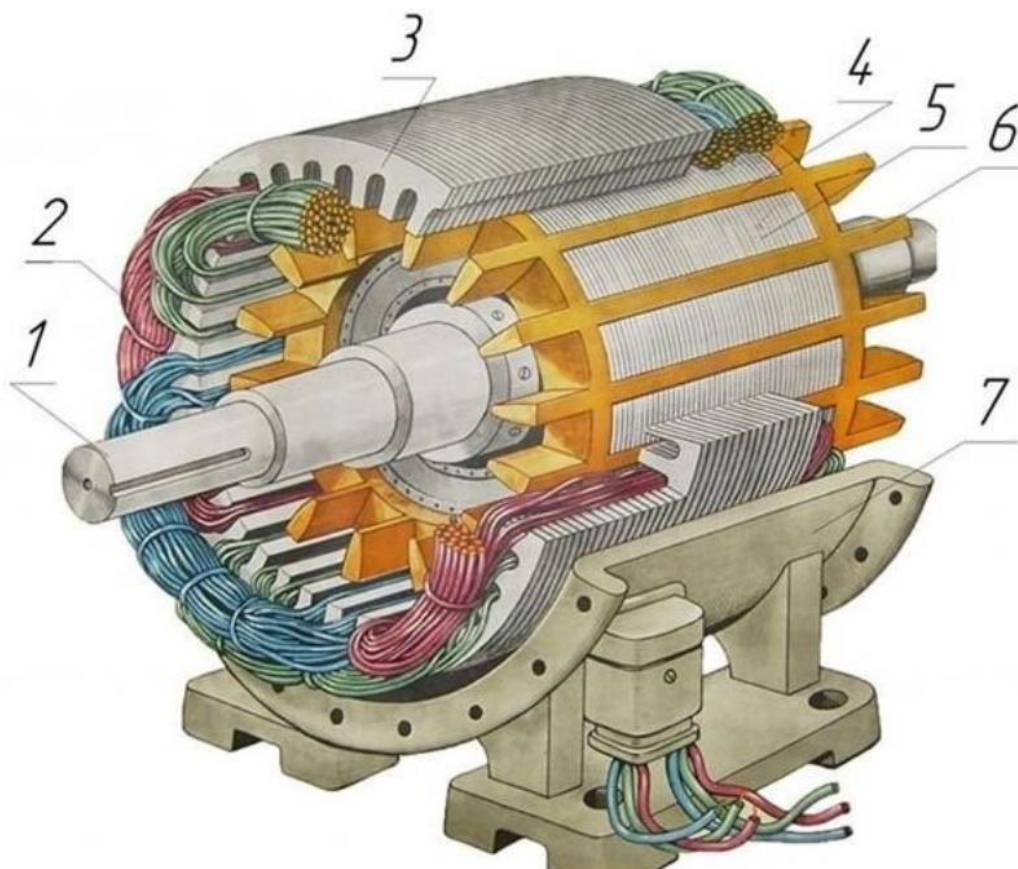
Jejich využití v dnešní době nalezneme už jenom u speciálních případů. Zásadou měkké momentové charakteristiky a dobré regulace otáček se stejnosměrné pohony využívají u těžebních a výtahových strojů nebo u lokomotiv [8].

#### 4.2.2 Střídavé pohony

Rozdělují se dále na pohony asynchronní a synchronní.

*Asynchronní motor* patří mezi motory s jednoduchou konstrukcí, pracují se střídavým proudem a mají tvrdou charakteristiku [8]. Pracují na principu elektromagnetické indukce, občas se jim z tohoto důvodu říká indukční motory. Asynchronní motory lze dále rozdělit podle provedení rotoru na asynchronní motor s kotvou nakrátko, využívající se do výkonu 100kW, nebo na asynchronní motor s kotvou kroužkovou, používající se s výkonem nad 100kW.

*Synchronní motor* patří také mezi motory s jednoduchou konstrukcí a též pracuje se střídavým proudem. Od asynchronních motorů se liší otáčením rotoru vůči poli statoru. Velikou výhodou těchto motorů je vysoká účinnost, která se blíží až 95% a malá hmotnost [9]. Řízení těchto motorů se provádí pomocí frekvenčních měničů.



Obrázek 7 – Třífázový asynchronní motor v řezu [10]

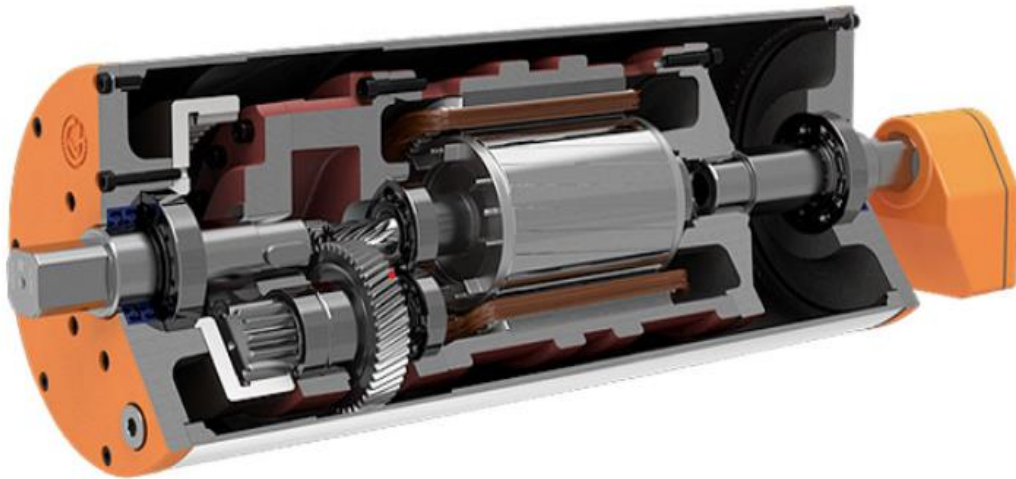
- |                             |                         |
|-----------------------------|-------------------------|
| 1. Hřídel                   | 5. Jádro rotoru         |
| 2. Navinutí k jádru statoru | 6. Prstence ventilátoru |
| 3. Jádro statoru            | 7. Skříň motoru         |
| 4. Klec rotoru              |                         |

### 4.2.3 Elektrobubny

Dále se mezi elektromotory řadí elektrobubny. Tyto elektrobubny jsou jedním z nejpoužívanějších pohonů pásových dopravníků vůbec. Slouží jako samostatná pohánecí jednotka celého dopravního pásu. Konstrukční řešení tohoto pohonu tkví v planetové převodovce, která přenáší krouticí moment z elektromotoru uvnitř bubnu.

Obrovskou výhodou tohoto zařízení je jednoduché konstrukční použití, velice malá prostorová náročnost, velká životnost, vysoká účinnost a možnost nepřetržitého provozu. Další výhodou je ukrytí kompletního elektrického i převodového zařízení uvnitř bubnu a jsou tedy chráněny proti vnějším vlivům prostředí.

Nevýhodou elektrobubny jsou maximální dovolené otáčky a výkon. Dále zahřívání a obtížné chlazení.



Obrázek 8 – Elektrobubna [11]

## 4.3 Spalovací motory

Patří mezi pohony dopravních zařízení, které nejsou přivedeny k elektrickému proudu. Pracují na principu přeměny tepelné energie na mechanickou. Dělí se podle použití paliva na kapalné motory (benzín, nafta) a na plynné motory (vodík, zemní plyn) [8]. Výhody těchto motorů jsou v přepravě a možnosti jednoduchého přemístění (většinou fungují jako mobilní jednotky). Nevýhody jsou v produkci splodin.

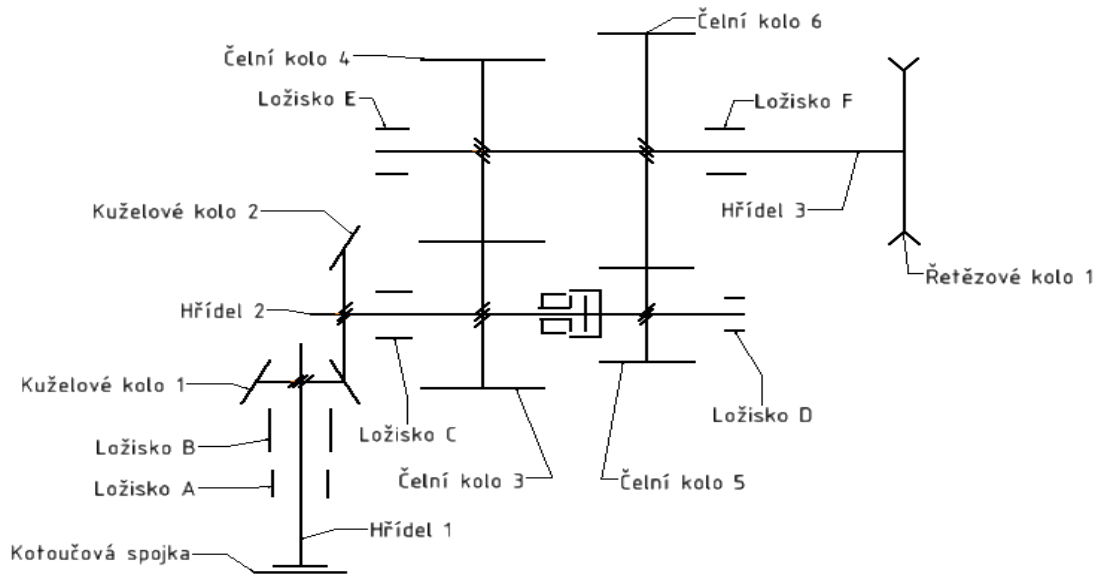
## 4.4 Pneumatické pohony

Pneumatické pohony fungují na principu tlakové energie stlačeného vzduchu, která rozpohybuje člen vykonávající přímočarý vratý nebo rotační pohyb. Výhoda pneumatického pohonu je v dolech, kde hrozí nebezpečí výbuchu plynů, dále jednoduchost, snadné řízení, ekologičnost a možnosti akumulace energie [8]. Použití těchto pohonů je v hlubinných dolech, hutích, slévárnách. Nevýhodou těchto pohonů je jejich malá účinnost (1/7 účinnosti elektrického pohonu) a ztráty v potrubí. Pneumatické pohony se rozdělují na lamelová, pístové a zubové [8].

## 5 Vlastní návrh pohonu

Návrh pohonu dopravního zařízení je konstrukčně složitá věc, musí se dbát na mnoho požadavků. Tyto požadavky by měly být splněny co neekonomičtěji a neekologičtěji.

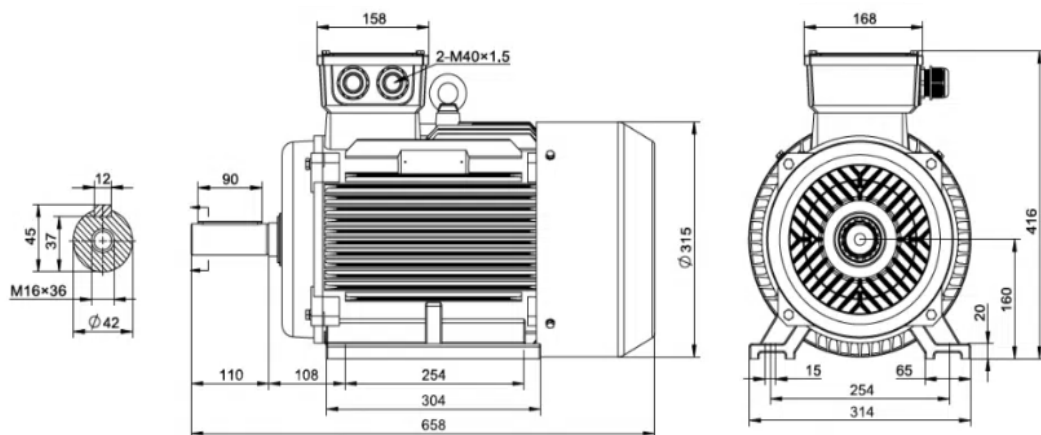
### 5.1 Kinematické schéma převodu



Obrázek 9 – Kinematické schéma převodového ústrojí

### 5.2 Elektromotor

Dle zadání má mít pohon dopravníku  $P = 6 \text{ kW}$ , proto jsem vybral elektromotor značky VyboElectric s výkonem  $P_m = 7,5 \text{ kW}$  a otáčkami  $n_m = 720 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ . Po vzátí v úvahu všech výkonových ztrát (6) se výkon elektromotoru sníží na využitelných  $P_{výstupní} = 6,3 \text{ kW}$ .



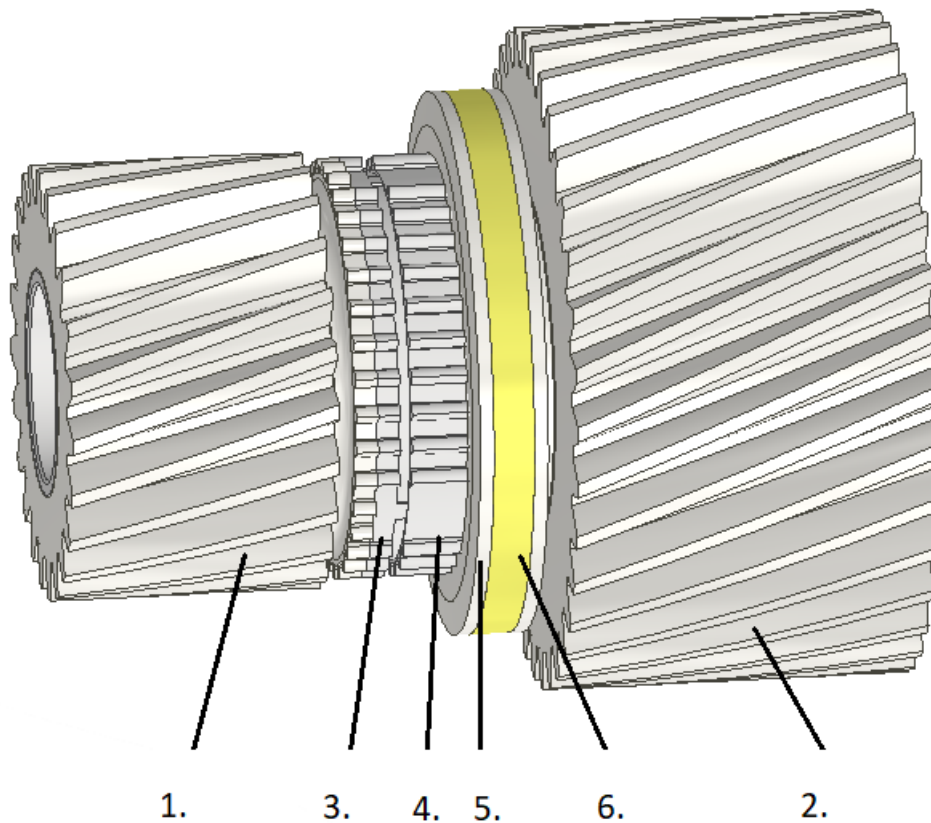
Obrázek 10 – Elektromotor VyboElectric 1LC160L-8 [12]

### 5.3 Spojka a mechanismus řazení

Ke spojení elektromotoru a převodového ústrojí slouží spojka, v tomto případě je zvolena kotoučová spojka. Jedná se o spojku pevnou, díky které se neumožní odpojení hnaného hřídele od hnacího. Kotoučová spojka je vhodná pro přenos stálého krouticího momentu. Tyto druhy spojek vyžadují sousost obou hřídelů vůči sobě. Zajištění přírub na hřídeli je provedeno pery.

Mechanismem řazení pro redukci otáček byla zvolena synchronní spojka viz obr. 11 (jedná se pouze o zjednodušený model synchronní spojky). Řazení probíhá mezi čelními koly pomocí kluzných ložisek a synchronní spojkou. Kluzná ložiska pod koly zaručí přenos rotačního pohybu mezi hřídeli a ozubeným kolem. Synchronní spojka funguje na principu řazení pomocí objímky a řadící členu. Jádrem synchronní spojky je spojeno s hřídelí drážkováním, na jádře jsou uloženy dva řadící členy, které se při synchronizaci přitlačují na ozubení čelního kola. V zájemném přitlačení se třením synchronizují jednotlivé kroužky a objímka zapadne mezi čelní kolo a řadící člen, tímto způsobem se zařadí první nebo druhý stupeň.

Řazení bude probíhat pomocí objímky, na níž je umístěna řadící páka, která je situována skrz otvor v převodovce do lineárního posunu značky LINAK, označení LA14 s maximální silou  $F = 750N$  a rychlostí  $v = 15 \text{ mm/s}$  [17].



Obrázek 11 – Mechanismus řazení

- |                 |                             |
|-----------------|-----------------------------|
| 1. Čelní kolo 1 | 4. Jádrem synchronní spojky |
| 2. Čelní kolo 2 | 5. Objímka                  |
| 3. Řadící člen  | 6. Páka spojky              |

## 5.4 Účinnost jednotlivých prvků v převodové skříně a elektromotoru

Do výpočtu jsou zahrnuty účinnosti pro jednotlivé mechanické zařízení a mechanismy. Účinnost nesmí být větší než 100 %. Hodnoty jsou voleny co nejbližše skutečnosti.

$$\eta_m = 0,98 \quad (1)$$

$$\eta_{12} = 0,98 \quad (2)$$

$$\eta_{23} = 0,98 \quad (3)$$

$$\eta_{\dot{\gamma}} = 0,95 \quad (4)$$

$$\eta_{pp} = 0,95 \quad (5)$$

- Celková účinnost převodové skříně a elektromotoru

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{23} \cdot \eta_{\dot{\gamma}} \cdot \eta_{pp} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,849 \quad (6)$$

## 5.5 Převodové poměry

Otáčky na vstupu ( $n_1$ ) jsou zadány podle parametrů a účinnosti ( $\eta_m$ ) motoru. Otáčky na bubnu dopravníku ( $n_b$ ) jsou zadány podle návrhu aplikace. Otáčky na výstupu za řetězovým soukolím ( $n_4$ ) jsou voleny adekvátně k přidruženému převodu.

- Celkový převodový poměr

$$i_c = \frac{n_1}{n_b} = \frac{720}{35} = 20,57 \quad (7)$$

- Převodový poměr převodové skříně

$$i_{p\dot{\gamma}} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{720}{200} = 3,6 \quad (8)$$

- Převodový poměr převodové skříně s redukcí otáček na polovinu

$$i_{p\dot{\gamma}*} = i_{p\dot{\gamma}} \cdot 2 = 7,2 \quad (9)$$

Pro další výpočet jsou zvoleny převodové poměry, konkrétně pro kuželové soukolí a řetězové soukolí

$$i_k = 1,8 \quad (10)$$

$$i_{\dot{\gamma}} = 1,6 \quad (11)$$

- Převodový poměr čelního soukolí

$$i_{\dot{\zeta}} = \frac{i_{p\dot{\gamma}}}{(i_k \cdot i_{\dot{\gamma}})} = \frac{3,6}{(1,8 \cdot 1,6)} = 1,25 \quad (12)$$

- Převodový poměr čelního soukolí s redukcí otáček na polovinu

$$i_{\dot{\zeta}*} = i_{\dot{\zeta}} \cdot 2 = 2,5 \quad (13)$$

Následně si vypočítáme převodový poměr přidruženého převodu, který zajistí dodatečný převod, jenž je potřeba ke správnému zpomalení otáček na požadované hodnoty.

- Převodový poměr čelního soukolí (přidružený převod)

$$i_{pp} = \frac{n_4}{n_b} = \frac{200}{35} = 5,714 \quad (14)$$

## 5.6 Otáčky

Do výpočtu otáček hřídelů jsou zahrnuty účinnosti.

- Skutečné otáčky na hřídeli 1

$$n_{1s} = n_1 \cdot \eta_m = 720 \cdot 0,98 = 705,6 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (15)$$

- Skutečné otáčky na hřídeli 2

$$n_{2s} = \left( \frac{n_{1s}}{i_k} \right) \cdot \eta_{12} = \left( \frac{705,6}{1,8} \right) \cdot 0,98 = 384,16 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (16)$$

- Skutečné otáčky na hřídeli 3

$$n_{3s} = \left( \frac{n_{2s}}{i_{\check{c}}} \right) \cdot \eta_{23} = \left( \frac{384,16}{1,25} \right) \cdot 0,98 = 301,18 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (17)$$

- Skutečné otáčky na hřídeli 3 s redukcí otáček na polovinu

$$n_{3s*} = \left( \frac{n_{2s}}{i_{\check{c}*}} \right) \cdot \eta_{23} = \left( \frac{384,16}{2,5} \right) \cdot 0,98 = 150,59 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (18)$$

- Skutečné otáčky na hřídeli 4

$$n_{4s} = \left( \frac{n_{3s}}{i_{\check{r}}} \right) \cdot \eta_{\check{r}} = \left( \frac{301,18}{1,6} \right) \cdot 0,95 = 178,83 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (19)$$

$$n_{4s*} = \left( \frac{n_{3s*}}{i_{\check{r}}} \right) \cdot \eta_{\check{r}} = \left( \frac{150,59}{1,6} \right) \cdot 0,95 = 89,41 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (20)$$

- Skutečné otáčky bubnu

$$n_{bs} = \left( \frac{n_{4s}}{i_{pp}} \right) \cdot \eta_{pp} = \left( \frac{178,83}{5,714} \right) \cdot 0,95 = 29,73 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (21)$$

$$n_{bs*} = \left( \frac{n_{4s*}}{i_{pp}} \right) \cdot \eta_{pp} = \left( \frac{89,41}{5,714} \right) \cdot 0,95 = 14,86 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (22)$$

## 5.7 Krouticí momenty

Při výpočtu je uvažována účinnost, která se projevuje jak na otáčkách, tak na výkonu.

- Krouticí moment na hřídeli 1

$$M_{k1} = \frac{60 \cdot P_{\eta m}}{2 \cdot \pi \cdot n_{1s}} = \frac{60 \cdot 7350}{2 \cdot \pi \cdot 705,6} = 99,47 \text{ Nm} \quad (23)$$

- Krouticí moment na hřídeli 2

$$M_{k2} = \frac{60 \cdot P_{\eta 12}}{2 \cdot \pi \cdot n_{2s}} = \frac{60 \cdot 7023}{2 \cdot \pi \cdot 384,16} = 179,05 \text{ Nm} \quad (24)$$

- Krouticí moment na hřídeli 3

$$M_{k3} = \frac{60 \cdot P_{\eta 23}}{2 \cdot \pi \cdot n_{3s}} = \frac{60 \cdot 7058,94}{2 \cdot \pi \cdot 301,18} = 223,81 \text{ Nm} \quad (25)$$

$$M_{k3*} = \frac{60 \cdot P_{\eta 23}}{2 \cdot \pi \cdot n_{3s*}} = \frac{60 \cdot 7058,94}{2 \cdot \pi \cdot 150,59} = 447,62 \text{ Nm} \quad (26)$$

- Krouticí moment na hřídeli 4

$$M_{k4} = \frac{60 \cdot P_{\eta \check{r}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{4s}} = \frac{60 \cdot 6705,99}{2 \cdot \pi \cdot 178,83} = 358,1 \text{ Nm} \quad (27)$$

$$M_{k4*} = \frac{60 \cdot P_{\eta \check{r}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{4s*}} = \frac{60 \cdot 6705,99}{2 \cdot \pi \cdot 89,41} = 716,2 \text{ Nm} \quad (28)$$

- Krouticí moment na bubnu dopravníku

$$M_{kb} = \frac{60 \cdot P_{\eta pp}}{2 \cdot \pi \cdot n_{bs}} = \frac{60 \cdot 6370,69}{2 \cdot \pi \cdot 29,73} = 2046,28 \text{ Nm} \quad (29)$$

$$M_{kb*} = \frac{60 \cdot P_{\eta pp}}{2 \cdot \pi \cdot n_{bs*}} = \frac{60 \cdot 6370,69}{2 \cdot \pi \cdot 14,86} = 4092,56 \text{ Nm} \quad (30)$$

## 5.8 Výpočet kuželového soukolí se šikmými zuby

### Materiálový návrh soukolí

Pastorek je navržen z materiálu 16 526, zpracování cementace a kalení. Kolo je z materiálu 14 223, zpracování cementace a kalení.

Kuželové soukolí	Pastorek	Kolo
$R_m$	1130 MPa	880 MPa
$R_e$	885 MPa	685 MPa
$J_{HV}$	360 MPa	285 MPa
$V_{HV}$	700 MPa	700 MPa
$\sigma_{Hlim1,2}$	1330 MPa	1270 MPa
$\sigma_{Flim1,2}$	740 MPa	700 MPa

Tabulka 2 – Kuželové soukolí se šikmými zuby

### Úhly na soukolí

Kuželové soukolí se šikmým ozubením se vyznačuje úhlem stoupání, který musí být větší než 0 v rozmezí od  $18^\circ - 40^\circ$ . Volím tedy úhel stoupání  $\beta_{12} = 25^\circ$ . Střední normálový záběrový úhel je dán  $\alpha_{nm} = 20^\circ$ . Veškeré výpočty jsou dělány pomocí radiánu.

- Úhel stoupání

$$\beta_{12} = 25^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 0,4363 \text{ rad} \quad (31)$$

- Střední normálový záběrový úhel

$$\alpha_{nm} = 20^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 0,3491 \text{ rad} \quad (32)$$

- Střední tečný záběrový úhel

$$\alpha_{tm} = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \alpha_{nm}}{\cos \beta_{12}} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{\tan 0,3491}{\cos 0,4363} \right) = 0,3186 \text{ rad} \quad (33)$$

$$\alpha_{tm} = \frac{0,318 \cdot 180}{\pi} = 18,26^\circ$$

- Poloviční vrcholový úhel pastorku

$$\delta_1 = \tan^{-1}(i_k^{-1}) = 29,05^\circ (0,5071 \text{ rad}) \quad (34)$$

- Poloviční vrcholový úhel kola

Úhel svírajících os kol je  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ . Z toho vyplývá, že poloviční vrcholový úhel  $\delta_2$  je dán vztahem

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 29,05^\circ = 60,95^\circ (1,0636 \text{ rad}) \quad (35)$$



## Výpočet a volba zubů soukolí

$$z_1 = 19 \text{ (volím)} \quad (36)$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_k = 19 \cdot 1,8 = 34,2 \quad (37)$$

Zuby by měly být sudé a liché, aby se kola stejnosměrně zatěžovala. Počet zubů na kole 2 je volen  $z_2 = 34$ .

- Výpočet zubů virtuálního soukolí

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{19}{\cos(0,5071)} = 21,74 \quad (38)$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{34}{\cos(1,0636)} = 70,01 \quad (39)$$

- Převodový poměr virtuálního soukolí

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = 3,22 \quad (40)$$

## Návrh a výpočet modulu kuželové soukolí

$f_h$	690
$f_F$	18
$K_A$	1
$K_{H\beta} = K_{F\beta}$	0,3683
$\Psi_d$	0,6
$\Psi_m$	11

Tabulka 3 - Koeficienty pro kuželové soukolí se šikmými zuby

- Koeficient  $K_H$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 0,3683 = 0,3683 \quad (41)$$

- Napětí  $\sigma_{HP}$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1330 = 1064 \text{ MPa} \quad (42)$$

- Napětí  $\sigma_{FP}$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim1} = 0,6 \cdot 740 = 444 \text{ MPa} \quad (43)$$

- Výpočet středního normálového modulu v dotyku

$$m_{nm} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{\Psi_m \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot z_1^2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,3683 \cdot 99,47}{11 \cdot 1064^2 \cdot 19^2} \cdot \frac{3,24 + 1}{3,24}} \quad (44)$$

$$= 2,47 \text{ mm}$$

- Výpočet středního normálového modulu v ohybu

$$m_{nm} = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{\Psi_m \cdot \sigma_{FP} \cdot Z_1}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,3683 \cdot 99,47}{11 \cdot 444 \cdot 19}} = 2,15 \text{ mm} \quad (45)$$

- Výpočet středního tečného modulu

$$m_{tm} = \frac{m_{nm(\text{dotyk})}}{\cos(\beta_{12})} = \frac{2,47}{\cos(0,4363)} = 2,72 \text{ mm} \quad (46)$$

Vypočteno podle většího modulu, porovnává se střední normálový modul v dotyku a ohybu.

Modulu vnější je zvolen:  $m_{te} = 3 \text{ mm}$ .

- Přepočítaný střední tečný modul

$$m_{tm} = \frac{m_{te}}{\left(1 + \frac{\Psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right)} = \frac{3}{\left(1 + \frac{11}{\sqrt{19^2 + 34^2}}\right)} = 2,34 \text{ mm} \quad (47)$$

- Přepočítaný střední normálový modul

$$m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos(\beta_{12}) = 2,34 \cdot \cos(0,4363) = 2,12 \text{ mm} \quad (48)$$

### Šířka ozubení

Šířka ozubení je vypočtena ze středního normálového modulu, který leží na střední kružnici a z poměrné šířky ozubení ke střednímu modulu ze vztahu:  $\Psi_m = \frac{b}{m_{nm}}$ .

$$b = \Psi_m \cdot m_{nm} = 11 \cdot 2,12 = 23,32 \text{ mm} \quad (49)$$

Pro výpočet součinitele  $\varepsilon$ , který by podle náležitostí měl být celočíselný, je voleno  $b = 28 \text{ mm}$ .

### Rozměry soukolí

- Průměry vnějších roztečných kružnic

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 3 \cdot 19 = 57 \text{ mm} \quad (50)$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 3 \cdot 34 = 102 \text{ mm} \quad (51)$$

- Průměry středních roztečných kružnic

$$d_{m1} = d_{e1} - (b \cdot \sin(\delta_1)) = 57 - (28 \cdot \sin(0,5071)) = 43,4 \text{ mm} \quad (52)$$

$$d_{m2} = d_{e2} - (b \cdot \sin(\delta_2)) = 102 - (28 \cdot \sin(1,0636)) = 77,52 \text{ mm} \quad (53)$$

- Výška hlavy zubu

$$h_a = m_{te} = 3 \text{ mm} \quad (54)$$

- Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_{te} = 3,75 \text{ mm} \quad (55)$$

- Průměry hlavových kružnic

$$d_{a1} = d_{e1} + (2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_1)) = 57 - (2 \cdot 3 \cdot \cos(0,5071)) = 62,24 \text{ mm} \quad (56)$$

$$d_{a2} = d_{e2} + (2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_2)) = 102 - (2 \cdot 3 \cdot \cos(1,0636)) = 104,91 \text{ mm} \quad (57)$$

- Průměry patních kružnic

$$d_{f1} = d_{e1} - (2 \cdot h_f \cdot \cos(\delta_1)) = 57 - (2 \cdot 3,75 \cdot \cos(0,5071)) = 50,44 \text{ mm} \quad (58)$$

$$d_{f2} = d_{e2} - (2 \cdot h_f \cdot \cos(\delta_2)) = 102 - (2 \cdot 3,75 \cdot \cos(1,0636)) = 98,36 \text{ mm} \quad (59)$$

- Průměry patních kružnic

$$d_{mb1} = d_{m1} \cdot \cos(\alpha_{tm}) = 43,4 \cdot \cos(0,3186) = 41,22 \text{ mm} \quad (60)$$

$$d_{mb2} = d_{m2} \cdot \cos(\alpha_{tm}) = 77,52 \cdot \cos(0,3186) = 73,62 \text{ mm} \quad (61)$$

- Průměry virtuálních roztečných kružnic

$$d'_{n1} = \frac{d_{m1}}{\cos(\delta_1)} = \frac{43,4}{\cos(0,5071)} = 49,65 \text{ mm} \quad (62)$$

$$d'_{n2} = \frac{d_{m2}}{\cos(\delta_2)} = \frac{77,52}{\cos(1,0636)} = 159,63 \text{ mm} \quad (63)$$

- Průměry virtuálních hlavových kružnic

$$d'_{na1} = d'_{n1} + (2 \cdot h_a) = 49,65 + (2 \cdot 3) = 55,65 \text{ mm} \quad (64)$$

$$d'_{na2} = d'_{n2} + (2 \cdot h_a) = 159,63 + (2 \cdot 3) = 165,63 \text{ mm} \quad (65)$$

- Průměry virtuálních základních kružnic

$$d'_{nb1} = d'_{n1} \cdot \cos(\alpha_{nm}) = 49,65 \cdot \cos(0,3491) = 46,66 \text{ mm} \quad (66)$$

$$d'_{nb2} = d'_{n2} \cdot \cos(\alpha_{nm}) = 159,63 \cdot \cos(0,3491) = 150,01 \text{ mm} \quad (67)$$

- Osová vzdálenost virtuálních soukolí

$$a'_n = \frac{(d'_{n1} + d'_{n2})}{2} = \frac{(49,65 + 159,63)}{2} = 104,64 \text{ mm} \quad (68)$$

- Čelní rozteč na střední kružnici

$$p_{tm} = \frac{\pi \cdot m_{te}}{\cos(\beta_{12})} = \frac{\pi \cdot 3}{\cos(0,4363)} = 10,4 \text{ mm} \quad (69)$$

- Základní rozteč na střední kružnici

$$p_{tmb} = p_{tm} \cdot \cos(\alpha_{tm}) = 10,4 \cdot \cos(0,3186) = 9,88 \text{ mm} \quad (70)$$

- Součinitel záběru kroku

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan(\beta_{12})}{p_{tm}} = \frac{28 \cdot \tan(0,4363)}{10,4} = 1,256 \quad (71)$$

- Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r'_{na1}{}^2 - r'_{nb1}{}^2} + \sqrt{r'_{na2}{}^2 - r'_{nb2}{}^2} - a'_n \cdot \sin(\alpha_{tm})}{p_{tmb}} = \quad (72)$$

$$= \frac{\sqrt{27,83^2 - 23,33^2} + \sqrt{82,82^2 - 75^2} - 104,64 \cdot \sin(0,3186)}{9,88} = 1,772$$

- Celkový součinitel záběru

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,772 + 1,256 = 3,028 \quad (73)$$

Součinitel  $\varepsilon$  vychází přibližně celočíselně.

### Silové účinky

- Tečná síla na kuželovém soukolí

$$F_{t12} = \frac{2000 \cdot M_{k1}}{d_{m1}} = \frac{2000 \cdot 99,47}{43,4} = 4583,74 \text{ N} \quad (74)$$

- Radiální a axiální síly na kuželovém soukolí

$$\begin{aligned} F_{r1} = F_{a2} &= \frac{F_{t12}}{\cos(\beta_{12})} \cdot ((\tan(\alpha_{tm}) \cdot \cos(\delta_1)) - (\sin(\beta_{12}) \cdot \sin(\delta_1))) = \\ &= \frac{4583,74}{\cos(0,4363)} \cdot ((\tan(0,3186) \cdot \cos(0,5071)) - (\sin(0,4363) \cdot \sin(0,5071))) \\ &= 420,36 \text{ N} \end{aligned} \quad (75)$$

$$\begin{aligned} F_{a1} = F_{r2} &= \frac{F_{t12}}{\cos(\beta_{12})} \cdot ((\tan(\alpha_{tm}) \cdot \sin(\delta_1)) + (\sin(\beta_{12}) \cdot \cos(\delta_1))) = \\ &= \frac{4583,74}{\cos(0,4363)} \cdot ((\tan(0,3186) \cdot \sin(0,5071)) + (\sin(0,4363) \cdot \cos(0,5071))) \\ &= 2678,67 \text{ N} \end{aligned} \quad (76)$$

- Normálová síla na kuželovém soukolí

$$F_{n12} = \frac{F_{t12}}{\cos(\alpha_{tm}) \cdot \cos(\beta_{12})} = \frac{4583,74}{\cos(0,3186) \cdot \cos(0,4363)} = 5325,67 \text{ N} \quad (77)$$

### Pevnostní kontrola ozubení

Výpočty jsou prováděny podle koeficientů, které jsou nalezeny a odečteny z grafů, v tabulkách [13] a jsou sepsány v Tab. 4.

$Z_E$	$190 \sqrt{MPa}$
$Z_{\varepsilon}$	0,757
$Z_H$	2,37
$Z_R$	1
$S_{Hmin}$	1,3
$S_{Fmin}$	1,4
$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$	1,2
$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv}$	1,2
$Y_{Fs1}$	4
$Y_{Fs2}$	3,83
$Y_{\beta}$	0,78
$K_{AS}$	2

Tabulka 4 – Koeficienty pro pevnostní kontrolu ozubení

- Koeficient  $K_H$

$$K_H = K_F = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1 \cdot 0,3683 \cdot 1,2 = 1,896 \quad (78)$$

Koeficienty  $K_A$  a  $K_{H\beta}$  jsou převzaty z Tab. 2.

- Koeficient  $Y_\varepsilon$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,772} = 0,56 \quad (79)$$

Kde  $Y_\varepsilon$  vychází z podmínky  $\varepsilon_\beta \geq 1$ , která je ze skript [16]

### Kontrola z hlediska únavy v dotyku

- Napětí  $\sigma_{HO}$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO} &= Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{F_{t12}}{b \cdot d_{f1}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} = \\ &= 190 \cdot 0,757 \cdot 2,37 \cdot \sqrt{\frac{4538,74}{28 \cdot 50,44} \cdot \frac{3,22 + 1}{3,22}} = 702,97 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (80)$$

- Napětí  $\sigma_H$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 702,97 \cdot \sqrt{1,896} = 967,96 \text{ MPa} \quad (81)$$

Napětí  $\sigma_H < \sigma_{HP} \rightarrow$  vyhovuje.

- Napětí  $\sigma_{HP1}$  a  $\sigma_{HP2}$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1330 \cdot 1}{1,3} = 1023,08 \text{ MPa} \quad (82)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 1}{1,3} = 976,92 \text{ MPa} \quad (83)$$

- Kontrola

$$\sigma_H < \sigma_{HP1} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (84)$$

$$\sigma_H < \sigma_{HP2} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (85)$$

Kontrola je vyhovující v obou případech.

### Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

- Napětí  $\sigma_{HPmax}$

$$\sigma_{HPmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H \cdot K_{AS}} = 702,97 \cdot \sqrt{1,896 \cdot 2} = 1368,9 \text{ MPa} \quad (86)$$

- Napětí  $\sigma_{HPmax1}$  a  $\sigma_{HPmax2}$

$$\sigma_{HPmax1} = 4 \cdot V_{HV1} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$\sigma_{HPmax2} = 4 \cdot V_{HV2} = 4 \cdot 700 = 2800 \text{ MPa} \quad (88)$$

Kde  $\sigma_{HPmax1,2}$  závisí na druhu materiálu a jeho tepelném zpracování, pro ozubená kola cementovaná  $\sigma_{HPmax1,2} = 4 \cdot V_{HV}$  podle skript [16].

- Kontrola

$$\sigma_{HPmax} < \sigma_{HPmax1} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (89)$$

$$\sigma_{HPmax} < \sigma_{HPmax2} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (90)$$

Kontrola je vyhovující v obou případech.

### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

- Napětí  $\sigma_{F1}$  a  $\sigma_{F2}$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{F_{t12}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_{FS1} = \\ &= \frac{4583,74}{28 \cdot 2,12} \cdot 1,896 \cdot 0,56 \cdot 0,78 \cdot 4 = 257,73 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (91)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{F_{t12}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_{FS2} = \\ &= \frac{4583,74}{28 \cdot 2,12} \cdot 1,896 \cdot 0,56 \cdot 0,78 \cdot 3,83 = 246,77 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (92)$$

- Napětí  $\sigma_{FP1}$  a  $\sigma_{FP2}$

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{740}{1,4} = 528,57 \text{ MPa} \quad (93)$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1,4} = 500 \text{ MPa} \quad (94)$$

- Kontrola

$$\sigma_{F1} < \sigma_{FP1} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (95)$$

$$\sigma_{F2} < \sigma_{FP2} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (96)$$

Kontrola je vyhovující v obou případech.

### Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

- Napětí  $\sigma_{Fmax1}$  a  $\sigma_{Fmax2}$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot K_{AS} = 257,33 \cdot 2 = 515,45 \text{ MPa} \quad (97)$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot K_{AS} = 246,77 \cdot 2 = 493,54 \text{ MPa} \quad (98)$$

- Napětí  $\sigma_{FPmax1}$  a  $\sigma_{FPmax2}$

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 740 = 1480 \text{ MPa} \quad (99)$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 700 = 1400 \text{ MPa} \quad (100)$$

Kde  $\sigma_{FPmax1,2}$  závisí na druhu materiálu a tepelném nebo chemicko-tepelném zpracování, pro cementované oceli  $\sigma_{FPmax1,2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1,2}$  podle skript [16].

- Kontrola

$$\sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax1} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (101)$$

$$\sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax2} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (102)$$

Kontrola je vyhovující v obou případech.

## 5.9 Výpočet čelního soukolí se šikmými zuby

### Materiálový návrh soukolí

Pastorek je navržen z materiálu 16 420, zpracování cementace a kalení. Kolo je z materiálu 15 241, zpracování zušlechťování.

Čelní soukolí 1.	Pastorek	Kolo
$R_m$	932 MPa	980 MPa
$R_e$	735 MPa	850 MPa
$J_{HV}$	300 MPa	315 MPa
$V_{HV}$	650 MPa	650 MPa
$\sigma_{Hlim3,4}$	1270 MPa	1160 MPa
$\sigma_{Flim3,4}$	700 MPa	528 MPa

Tabulka 5 – Čelní soukolí se šikmými zuby

### Úhly na soukolí

Čelní soukolí se šikmým ozubením se vyznačuje úhel stoupání, který musí být větší než 0 v rozmezí od 18° – 40°. Volím tedy úhel stoupání  $\beta_{34} = 20,5^\circ$ . Normálový záběrový úhel je dán  $\alpha_n = 20^\circ$ . Veškeré výpočty jsou dělány pomocí radiánu.

- Úhel stoupání

$$\beta_{34} = 20,5^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 0,3578 \text{ rad} \quad (103)$$

- Normálový záběrový úhel

$$\alpha_n = 20^\circ \cdot \frac{\pi}{180} = 0,3491 \text{ rad} \quad (104)$$

- Tečný záběrový úhel

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left( \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{34}} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{\tan 0,3491}{\cos 0,3578} \right) = 0,3706 \text{ rad} \quad (105)$$

$$\alpha_t = \frac{0,318 \cdot 180}{\pi} = 21,24^\circ$$

- Výpočet a volba zubů soukolí

$$z_3 = 35 \text{ (volím)} \quad (106)$$

$$z_4 = z_3 \cdot i_\xi = 35 \cdot 1,25 = 43,75 \quad (107)$$

Zuby by měly být sudé a liché, aby se kola stejnosměrně zatěžovala. Počet zubů na kole 4 je volen  $z_4 = 44$ .

## Návrh a výpočet modulu čelního soukolí

$f_h$	690
$f_F$	18
$K_A$	1
$K_{H\beta} = K_{F\beta}$	1,12
$\Psi_d$	1,1
$\Psi_m$	18

Tabulka 6 - Koeficienty pro čelní soukolí se šikmými zuby

- Koeficient  $K_H$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,12 = 1,12 \quad (108)$$

- Napětí  $\sigma_{HP}$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim3} = 0,8 \cdot 1270 = 1016 \text{ MPa} \quad (109)$$

- Napětí  $\sigma_{FP}$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim3} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa} \quad (110)$$

- Výpočet normálového modulu v dotyku

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\Psi_m \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot z_3^2} \cdot \frac{i_\xi + 1}{i_\xi}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,12 \cdot 179,05}{18 \cdot 1016^2 \cdot 35^2} \cdot \frac{1,25 + 1}{1,25}} \quad (111)$$

$$= 1,73 \text{ mm}$$

- Výpočet normálového modulu v ohybu

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\Psi_m \cdot \sigma_{FP} \cdot z_3}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,12 \cdot 179,05}{18 \cdot 420 \cdot 35}} = 1,64 \text{ mm} \quad (112)$$

Porovnává se normálový modul v dotyku a ohybu.

Modulu normálový je zvolen podle normy:  $m_n = 3 \text{ mm}$ .

- Výpočet středního tečného modulu

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta_{12})} = \frac{3}{\cos(0,3578)} = 3,2 \text{ mm} \quad (113)$$

### Šířka ozubení

Šířka ozubení je vypočtena ze středního normálového modulu, který leží na střední kružnici a z poměrné šířky ozubení ke střednímu modulu ze vztahu:  $\Psi_m = \frac{b}{m_n}$ .

$$b = \Psi_m \cdot m_n = 18 \cdot 3 = 54 \text{ mm} \quad (114)$$

Pro výpočet součinitele  $\varepsilon$ , který by podle náležitostí měl být celočíselný, je voleno  $b = 65 \text{ mm}$ .



## Rozměry soukolí

- Průměry roztečných kružnic

$$d_3 = m_t \cdot z_3 = 3,2 \cdot 35 = 112,10 \text{ mm} \quad (115)$$

$$d_4 = m_t \cdot z_4 = 3,2 \cdot 44 = 140,92 \text{ mm} \quad (116)$$

- Výška hlavy zubu

$$h_a = m_n = 3 \text{ mm} \quad (117)$$

- Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 3,75 \text{ mm} \quad (118)$$

- Osová vzdálenost virtuálních soukolí

$$a = \frac{(d_3 + d_4)}{2} = \frac{(112,1 + 140,92)}{2} = 126,512 \text{ mm} \quad (119)$$

Čelní soukolí bez redukce volím podle čelního soukolí s redukcí, tedy  $a = 126,4 \text{ mm}$ .

- Výpočet korekce čelního soukolí

Čelní soukolí bez redukce bude korigováno, aby se dosáhlo požadované osové vzdálenosti čelního soukolí s redukcí.

- Provozní záběrový úhel

$$\begin{aligned} \alpha_{tv} &= \cos^{-1} \left( \frac{m_n \cdot (z_3 + z_4) \cdot \cos(\alpha_t)}{2 \cdot \cos(\beta_{34}) \cdot a} \right) \\ &= \cos^{-1} \left( \frac{3 \cdot (35 + 44) \cdot \cos(0,3706)}{2 \cdot \cos(0,3578) \cdot 126,515} \right) = 0,3683 \text{ rad } (21,10^\circ) \end{aligned} \quad (120)$$

- Součet korekcí soukolí

$$\begin{aligned} x_3 + x_4 &= \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \tan(\alpha_n)} \cdot (\text{inv}(\alpha_{tv}) - \text{inv}(\alpha_t)) = \\ &= \frac{35 + 44}{2 \cdot \tan(0,3491)} \cdot (\text{inv}(0,3795) - \text{inv}(0,3821)) = -0,0371 \text{ mm} \end{aligned} \quad (121)$$

Kde  $\text{inv}(\alpha_{tv})$  a  $\text{inv}(\alpha_t)$  jsou dány podle vztahu  $\text{inv}(x) = \tan(x) - x \cdot \frac{\pi}{180}$ , který je obecný.

- Jednotlivé korekce soukolí

Jedna z korekcí je volena a druhá dopočtena následným zkoušením, aby součet  $x_3$  a  $x_4$  vyšel stejně jako součet korekcí soukolí  $x_3 + x_4 = -0,0371 \text{ mm}$ .

$$x_3 = -0,0206 \text{ mm (volím)} \quad (122)$$

$$x_4 = x_3 \cdot \frac{z_3}{z_4} = -0,0206 \cdot \frac{35}{44} = -0,0164 \text{ mm} \quad (123)$$

- Zmenšení průměru

$$\begin{aligned}\Delta y &= 2 \cdot \left( \frac{d_3}{2} + \frac{d_4}{2} + (x_3 + x_4) \cdot m_n - a \right) = \\ &= 2 \cdot \left( \frac{112,1}{2} + \frac{140,92}{2} + (35 + 44) \cdot 3 - 126,512 \right) = -0,07 \text{ mm}\end{aligned}\quad (124)$$

- Průměry hlavových kružnic po korekci

$$\begin{aligned}d_{a3} &= d_3 + (2 \cdot m_n) \cdot (1 + x_3) - \Delta y = 112,1 + (2 \cdot 3) \cdot (1 - 0,0206) + 0,6 \\ &= 118,05 \text{ mm}\end{aligned}\quad (125)$$

$$\begin{aligned}d_{a4} &= d_4 + (2 \cdot m_n) \cdot (1 + x_4) - \Delta y = 140,92 + (2 \cdot 3) \cdot (1 - 0,0164) + 0,6 \\ &= 146,9 \text{ mm}\end{aligned}\quad (126)$$

- Průměry patních kružnic po korekci

$$\begin{aligned}d_{f3} &= d_3 - (2 \cdot m_n) \cdot (1 + x_3) - \Delta y = 112,1 - (2 \cdot 3) \cdot (1 - 0,0206) + 0,6 \\ &= 104,52 \text{ mm}\end{aligned}\quad (127)$$

$$\begin{aligned}d_{f4} &= d_4 - (2 \cdot m_n) \cdot (1 + x_4) - \Delta y = 140,92 - (2 \cdot 3) \cdot (1 - 0,0164) + 0,6 \\ &= 133,62 \text{ mm}\end{aligned}\quad (128)$$

- Průměry patních kružnic

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos(\alpha_t) = 112,1 \cdot \cos(0,3706) = 104,49 \text{ mm}\quad (129)$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos(\alpha_t) = 140,92 \cdot \cos(0,3706) = 131,36 \text{ mm}\quad (130)$$

- Normálová rozteč

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9,42 \text{ mm}\quad (131)$$

- Čelní rozteč

$$p_t = \frac{p_n}{\cos(\beta_{34})} = \frac{9,42}{\cos(0,3578)} = 10,06 \text{ mm}\quad (132)$$

- Základní rozteč

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos(\alpha_t) = 10,4 \cdot \cos(0,3706) = 9,38 \text{ mm}\quad (133)$$

- Součinitel záběru kroku

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan(\beta_{34})}{p_t} = \frac{65 \cdot \tan(0,3578)}{10,06} = 2,415\quad (134)$$

- Součinitel trvání záběru

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{r_{a3}^2 - r_{b3}^2} + \sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} - a \cdot \sin(\alpha_{tv})}{p_{tb}} = \\ &= \frac{\sqrt{58,84^2 - 52,244^2} + \sqrt{73,36^2 - 65,68^2} - 126,4 \cdot \sin(0,3186)}{9,38} = 1,582\end{aligned}\quad (135)$$

- Celkový součinitel záběru

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,582 + 2,415 = 3,997 \quad (136)$$

Součinitel  $\varepsilon$  vychází přibližně celočíselně.

### Silové účinky

- Tečná síla na čelním soukolí

$$F_{t34} = \frac{2000 \cdot M_{k2}}{d_3} = \frac{2000 \cdot 179,05}{112,1} = 3194,49 \text{ N} \quad (137)$$

- Radiální a axiální síly na čelním soukolí

$$F_{r34} = \frac{F_{t34}}{\cos(\beta_{34})} \cdot \tan(\alpha_n) = \frac{3194,49}{\cos(0,3578)} \cdot \tan(0,3491) = 1241,31 \text{ N} \quad (138)$$

$$F_{a34} = F_{t34} \cdot \tan(\beta_{34}) = 3194,49 \cdot \tan(0,3578) = 1194,37 \text{ N} \quad (139)$$

- Normálová síla na čelním soukolí

$$F_{n34} = \frac{F_{t34}}{\cos(\alpha_t) \cdot \cos(\beta_{34})} = \frac{3194,49}{\cos(0,370) \cdot \cos(0,3578)} = 3658,89 \text{ N} \quad (140)$$

### Pevnostní kontrola ozubení

Výpočty jsou prováděny podle koeficientů, které jsou nalezeny a odečteny z grafů, v tabulkách [13] a jsou sepsány v tabulce 7.

$Z_E$	$190 \sqrt{MPa}$
$Z_\varepsilon$	0,71
$Z_H$	2,88
$Z_R$	1
$S_{Hmin}$	1,3
$S_{Fmin}$	1,4
$K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}$	1,2
$K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$	1,2
$Y_{FS3}$	3,9
$Y_{FS4}$	3,81
$Y_\beta$	0,84
$K_{AS}$	2

Tabulka 7 - Koeficienty pro pevnostní kontrolu ozubení

- Koeficient  $K_H$

$$K_H = K_F = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1 \cdot 1,12 \cdot 1,2 = 1,344 \quad (141)$$

Koeficienty  $K_A$  a  $K_{H\beta}$  jsou převzaty z Tab. 2.

- Koeficient  $Y_\varepsilon$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,582} = 0,63 \quad (142)$$

Kde  $Y_\varepsilon$  vychází z podmínky  $\varepsilon_\beta \geq 1$ , která je ze skript [16]

### Kontrola z hlediska únavy v dotyku

- Napětí  $\sigma_{HO}$

$$\begin{aligned} \sigma_{HO} &= Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot \sqrt{\frac{F_{t12}}{b \cdot d_{a3}} \cdot \frac{i_\xi + 1}{i_\xi}} = \\ &= 190 \cdot 0,71 \cdot 2,88 \cdot \sqrt{\frac{3194,49}{65 \cdot 118,05} \cdot \frac{1,25 + 1}{1,25}} = 336,32 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (143)$$

- Napětí  $\sigma_H$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 336,32 \cdot \sqrt{1,344} = 389,9 \text{ MPa} \quad (144)$$

Napětí  $\sigma_H < \sigma_{HP} \rightarrow$  vyhovuje.

- Napětí  $\sigma_{HP3}$  a  $\sigma_{HP4}$

$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{Hlim3} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 1}{1,3} = 976,92 \text{ MPa} \quad (145)$$

$$\sigma_{HP4} = \frac{\sigma_{Hlim4} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{690 \cdot 1}{1,3} = 530,77 \text{ MPa} \quad (146)$$

- Kontrola

$$\sigma_H < \sigma_{HP3} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (147)$$

$$\sigma_H < \sigma_{HP4} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (148)$$

Kontrola je vyhovující v obou případech.

### Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

- Napětí  $\sigma_{HPmax}$

$$\sigma_{HPmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H \cdot K_{AS}} = 336,32 \cdot \sqrt{1,344 \cdot 2} = 551,4 \text{ MPa} \quad (149)$$

- Napětí  $\sigma_{HPmax1}$  a  $\sigma_{HPmax2}$

$$\sigma_{HPmax3} = 2,8 \cdot R_{e3} = 2 \cdot 735 = 2058 \text{ MPa} \quad (150)$$

$$\sigma_{HPmax4} = 2,8 \cdot R_{e4} = 2 \cdot 850 = 2380 \text{ MPa} \quad (151)$$

Kde  $\sigma_{HPmax3,4}$  závisí na druhu materiálu a jeho tepelném zpracování, pro ozubená kola normalizačně žíhaná  $\sigma_{HPmax3,4} = 2,8 \cdot R_e$  podle skript [16].

- Kontrola

$$\sigma_{HPmax} < \sigma_{HPmax3} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (152)$$

$$\sigma_{HPmax} < \sigma_{HPmax4} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (153)$$

Kontrola je vyhovující v obou případech.

### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

- Napětí  $\sigma_{F3}$  a  $\sigma_{F4}$

$$\begin{aligned} \sigma_{F3} &= \frac{F_{t34}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_{FS3} = \\ &= \frac{3194,49}{65 \cdot 3} \cdot 1,344 \cdot 0,63 \cdot 0,84 \cdot 3,9 = 45,59 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (154)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F4} &= \frac{F_{t34}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_{FS4} = \\ &= \frac{3194,49}{65 \cdot 3} \cdot 1,344 \cdot 0,63 \cdot 0,84 \cdot 3,81 = 44,54 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (155)$$

- Napětí  $\sigma_{FP3}$  a  $\sigma_{FP4}$

$$\sigma_{FP3} = \frac{\sigma_{Flimb3}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1,4} = 500 \text{ MPa} \quad (156)$$

$$\sigma_{FP4} = \frac{\sigma_{Flimb4}}{S_{Fmin}} = \frac{528}{1,4} = 377,14 \text{ MPa} \quad (157)$$

- Kontrola

$$\sigma_{F3} < \sigma_{FP3} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (158)$$

$$\sigma_{F4} < \sigma_{FP4} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (159)$$

Kontrola je vyhovující v obou případech.

### Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

- Napětí  $\sigma_{Fmax3}$  a  $\sigma_{Fmax4}$

$$\sigma_{Fmax3} = \sigma_{F3} \cdot K_{AS} = 45,59 \cdot 2 = 91,17 \text{ MPa} \quad (160)$$

$$\sigma_{Fmax4} = \sigma_{F4} \cdot K_{AS} = 44,54 \cdot 2 = 89,07 \text{ MPa} \quad (161)$$

- Napětí  $\sigma_{FPmax3}$  a  $\sigma_{FPmax4}$

$$\sigma_{FPmax3} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb3} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 700 = 1400 \text{ MPa} \quad (162)$$

$$\sigma_{FPmax4} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb4} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 528 = 1056 \text{ MPa} \quad (163)$$

Kde  $\sigma_{FPmax3,4}$  závisí na druhu materiálu a tepelném nebo chemicko-tepelném zpracování, pro normalizačně žíhané oceli  $\sigma_{FPmax3,4} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb3,4}$  podle skript [16].

- Kontrola

$$\sigma_{Fmax3} < \sigma_{FPmax3} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (164)$$

$$\sigma_{Fmax4} < \sigma_{FPmax4} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (165)$$

Kontrola je vyhovující v obou případech.

## 5.10 Výpočet čelního soukolí se šikmými zuby s redukcí otáček na polovinu

### Materiálový návrh soukolí

Pastorek je navržen z materiálu 16 343, zpracování nitridování. Kolo je z materiálu 15 230, zpracování nitridování.

Čelní soukolí 2.	Pastorek	Kolo
$R_m$	965 MPa	800 MPa
$R_e$	750 MPa	600 MPa
$J_{HV}$	300 MPa	250 MPa
$V_{HV}$	750 MPa	800 MPa
$\sigma_{Hlim5,6}$	1180 MPa	1180 MPa
$\sigma_{Flim5,6}$	730 MPa	705 MPa

Tabulka 8 – Čelní soukolí se šikmými zuby

- Výpočet a volba zubů soukolí

$$z_5 = 23 \text{ (volím)} \quad (166)$$

$$z_6 = z_5 \cdot i_{\zeta^*} = 23 \cdot 1,25 = 57,5 \quad (167)$$

Zuby by měly být sudé a liché, aby se kola stejnosměrně zatěžovala. Počet zubů na kole 6 je volen  $z_6 = 58$ .

### Návrh a výpočet modulu čelního soukolí

$f_h$	690
$f_F$	18
$K_A$	1
$K_{H\beta} = K_{F\beta}$	1,12
$\Psi_d$	1,1
$\Psi_m$	15

Tabulka 9 - Koeficienty pro čelní soukolí se šikmými zuby s redukcí na polovinu

### Tabulkový přehled výsledků

Název	Veličina	Hodnota	Jednotka	Pozn.
Úhel stoupání	$\beta_{56}$	0,2792 (16°)	[rad]	Voleno
Normálový záběrový úhel	$\alpha_n$	0,3491 (20°)	[rad]	Dáno
Koeficient	$K_H$	1,12	[-]	
Přípustné napětí v dotyku	$\sigma_{HP}$	944	[MPa]	
Přípustné napětí v ohybu	$\sigma_{FP}$	438	[MPa]	
Normálový modul v dotyku	$m_n(\text{dot})$	2,35	[mm]	
Normálový modul v ohybu	$m_n(\text{oh})$	1,98	[mm]	
Normálový modul	$m_n$	3	[mm]	Voleno
Tečný modul	$m_t$	3,12	[mm]	
Tečný záběrový úhel	$\alpha_t$	0,3619 (20,739°)	[rad]	
Provozní záběrový úhel	$\alpha_{tv}$	0,362 (20,743°)	[rad]	
Šířka ozubení	$b$	45	[mm]	Volena šířka 48 mm
Roztečná kružnice	$d_5$	71,78	[mm]	
	$d_6$	181,01	[mm]	
Hlavová kružnice	$d_{a5}$	77,78	[mm]	
	$d_{a6}$	187,01	[mm]	
Patní kružnice	$d_{f5}$	64,28	[mm]	
	$d_{f6}$	173,51	[mm]	
Základní kružnice	$d_{b5}$	67,13	[mm]	
	$d_{b6}$	169,28	[mm]	
Osová vzdálenost	$a$	126,4	[mm]	Výchozí hodnota
Normálová rozteč	$p_n$	9,42	[mm]	
Čelní rozteč	$p_t$	9,8	[mm]	
Základní rozteč	$p_{tb}$	9,17	[mm]	
Součinitel trvání záběru	$\varepsilon_\alpha$	1,594	[-]	
Součinitel záběru kroku	$\varepsilon_\beta$	1,404	[-]	
Celkový součinitel záběru	$\varepsilon$	2,998	[-]	Přibližně celočíselný

Tabulka 10 - Přehled výsledných hodnot návrhovaného výpočtu

Osová vzdálenost je volena podle čelního soukolí se šikmými zuby s redukcí na polovinu otáček, proto je korekce soukolí zanedbatelná.

## Silové účinky

$F_{t56}$	4988,79	[N]
$F_{r56}$	188,95	[N]
$F_{a56}$	1430,51	[N]
$F_{n56}$	5549,4	[N]

Tabulka 11 - Přehled výsledných hodnot návrhovaného výpočtu

## Pevnostní kontrola ozubení

Výpočty jsou prováděny podle koeficientů, které jsou nalezeny a odečteny z grafů, v tabulkách [13] a jsou sepsány v Tab. 12.

$Z_E$	$190 \sqrt{MPa}$
$Z_\varepsilon$	0,79
$Z_H$	2,41
$Z_R$	1
$S_{Hmin}$	1,3
$S_{Fmin}$	1,4
$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$	1,2
$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv}$	1,2
$Y_{FS3}$	4,1
$Y_{FS4}$	3,71
$Y_\beta$	0,87
$K_{AS}$	2

Tabulka 12 - Koeficienty pro pevnostní kontrolu ozubení s redukcí na polovinu



Název	Veličina	Hodnota	Jednotka	Pozn.
Součinitel přídatných zatížení	$K_H$	1,344	[-]	
Součinitel vlivu záběru profilu	$Y_\epsilon$	0,63	[-]	
Napětí v dotyku	$\sigma_{HO}$	494,77	[MPa]	
Napětí v dotyku ve valivém bodě	$\sigma_H$	573,59	[MPa]	$\sigma_H < \sigma_{HP}$
Přípustné napětí v dotyku	$\sigma_{HP5}$	907,69	[MPa]	$\sigma_H < \sigma_{HP5}$
	$\sigma_{HP6}$	907,69	[MPa]	$\sigma_H < \sigma_{HP6}$
Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	$\sigma_{HPmax}$	811,18	[MPa]	$\sigma_{HPmax} < \sigma_{HPmax5,6}$
	$\sigma_{HPmax5}$	2250	[MPa]	
	$\sigma_{HPmax6}$	2400	[MPa]	
Ohybové napětí v průřezu paty zubu	$\sigma_{F5}$	104,21	[MPa]	$\sigma_{F5} < \sigma_{FP5}$
	$\sigma_{F6}$	94,3	[MPa]	$\sigma_{F6} < \sigma_{FP6}$
Přípustné napětí v ohybu	$\sigma_{FP5}$	521,43	[MPa]	
	$\sigma_{FP6}$	503,57	[MPa]	
Největší místní ohybové napětí v patě zubu	$\sigma_{Fmax5}$	208,42	[MPa]	$\sigma_{Fmax5} < \sigma_{FPmax5}$
	$\sigma_{Fmax6}$	188,59	[MPa]	$\sigma_{Fmax6} < \sigma_{FPmax6}$
Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	$\sigma_{FPmax5}$	934,4	[MPa]	
	$\sigma_{FPmax6}$	902,4	[MPa]	

Tabulka 13 - Přehled výsledných hodnot pevnostní kontroly ozubení

Kde  $\sigma_{HPmax5,6}$  a  $\sigma_{FPmax5,6}$  závisí na druhu materiálu a jeho tepelném zpracování, pro ozubená kola nitridovaná  $\sigma_{HPmax5,6} = 3 \cdot V_{HV}$  a  $\sigma_{FPmax5,6} = 0,8 \cdot 1,6 \cdot \sigma_{Flimb5,6}$  podle skript [16].

## 5.11 Návrh přidruženého převodu

### Materiálový návrh soukolí

Pastorek je navržen z materiálu 42 2719, zpracování kalením po boku zubů. Kolo je z materiálu 42 2767, zpracování zušlechťením.

Čelní soukolí 3.	Pastorek	Kolo
$R_m$	700 MPa	1150 MPa
$R_e$	340 MPa	875 MPa
$J_{HV}$	300 MPa	360 MPa
$V_{HV}$	600 MPa	-
$\sigma_{Hlim5,6}$	1140 Mpa	840 MPa
$\sigma_{Flim5,6}$	352 MPa	552 MPa

Tabulka 14 - Čelní soukolí s přímými zuby

- Výpočet a volba zubů soukolí

$$z_7 = 24 \text{ (volím)} \quad (168)$$

$$z_8 = z_7 \cdot i_{pp} = 24 \cdot 5,714 = 137 \quad (169)$$

Zuby by měly být sudé a liché, aby se kola stejnosměrně zatěžovala. Počet zubů na kole 7 je volen  $z_8 = 137$ .

### Návrh a výpočet modulu čelního soukolí

$f_h$	770
$f_F$	18
$K_A$	1
$K_{H\beta} = K_{F\beta}$	1,35
$\Psi_d$	0,7
$\Psi_m$	12

Tabulka 15 - Koeficienty pro čelní soukolí s přímými zuby

### Tabulkový přehled výsledků

Název	Veličina	Hodnota	Jednotka	Pozn.
Úhel stoupání	$\beta_{78}$	0	[rad]	
Normálový záběrový úhel	$\alpha_n$	0,3491 (20°)	[rad]	Dáno
Koeficient	$K_H$	1,35	[-]	
Přípustné napětí v dotyku	$\sigma_{HP}$	912	[MPa]	
Přípustné napětí v ohybu	$\sigma_{FP}$	211,2	[MPa]	
Normálový modul v dotyku	$m_n(\text{dot})$	3,56	[mm]	
Normálový modul v ohybu	$m_n(\text{oh})$	3,59	[mm]	
Normálový modul	$m_n$	4	[mm]	Voleno
Tečný modul	$m_t$	4	[mm]	
Tečný záběrový úhel	$\alpha_t$	0,3491 (20°)	[rad]	
Šířka ozubení	$b$	48	[mm]	Volena šířka 80 mm
Roztečná kružnice	$d_7$	96	[mm]	
	$d_8$	548,57	[mm]	
Hlavová kružnice	$d_{a7}$	104	[mm]	
	$d_{a8}$	556,57	[mm]	
Patní kružnice	$d_{f7}$	86	[mm]	
	$d_{f8}$	538,57	[mm]	
Základní kružnice	$d_{b7}$	90,21	[mm]	
	$d_{b8}$	515,49	[mm]	
Osová vzdálenost	$a$	226,286	[mm]	
Normálová rozteč	$p_n$	12,57	[mm]	
Čelní rozteč	$p_t$	9,8	[mm]	
Základní rozteč	$p_{tb}$	12,57	[mm]	
Součinitel trvání záběru	$\varepsilon_\alpha$	4,523	[-]	
Součinitel záběru kroku	$\varepsilon_\beta$	0	[-]	
Celkový součinitel záběru	$\varepsilon$	4,523	[-]	

Tabulka 16 - Přehled výsledných hodnot návrhovaného výpočtu

### Silové účinky

$F_{t78}$	7460,39	[N]
$F_{r78}$	2715,36	[N]
$F_{t78*}$	14920,78	[N]
$F_{r78*}$	5430,72	[N]

Tabulka 17 - Přehled výsledných hodnot návrhovaného výpočtu

### Pevnostní kontrola ozubení

Výpočty jsou prováděny podle koeficientů, které jsou nalezeny a odečteny z grafů, v tabulkách [13] a jsou sepsány v Tab. 18.

$Z_E$	$188 \sqrt{MPa}$
$Z_\varepsilon$	0,87
$Z_H$	2,5
$Z_R$	1
$S_{Hmin}$	1,3
$S_{Fmin}$	1,4
$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$	1,2
$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv}$	1,2
$Y_{FS7}$	3,9
$Y_{FS8}$	3,71
$Y_\beta$	0,87
$K_{AS}$	2

Tabulka 18 - Koeficienty pro pevnostní kontrolu ozubení

Název	Veličina	Hodnota	Jednotka	Pozn.
Součinitel přídatných zatížení	$K_H$	1,62	[-]	
Součinitel vlivu záběru profilu	$Y_\epsilon$	0,22	[-]	
Napětí v dotyku	$\sigma_{HO}$	395,71	[MPa]	
Napětí v dotyku ve valivém bodě	$\sigma_H$	503,66	[MPa]	$\sigma_H < \sigma_{HP}$
Přípustné napětí v dotyku	$\sigma_{HP7}$	876,92	[MPa]	$\sigma_H < \sigma_{HP7}$
	$\sigma_{HP8}$	646,15	[MPa]	$\sigma_H < \sigma_{HP8}$
Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení	$\sigma_{HPmax}$	712,28	[MPa]	$\sigma_{HPmax} < \sigma_{HPmax7,8}$
	$\sigma_{HPmax7}$	952	[MPa]	
	$\sigma_{HPmax8}$	2450	[MPa]	
Ohybové napětí v průřezu paty zubu	$\sigma_{F7}$	28,95	[MPa]	$\sigma_{F7} < \sigma_{FP7}$
	$\sigma_{F8}$	27,24	[MPa]	$\sigma_{F8} < \sigma_{FP8}$
Přípustné napětí v ohybu	$\sigma_{FP7}$	251,43	[MPa]	
	$\sigma_{FP8}$	394,29	[MPa]	
Největší místní ohybové napětí v patě zubu	$\sigma_{Fmax7}$	57,89	[MPa]	$\sigma_{Fmax7} < \sigma_{FPmax7}$
	$\sigma_{Fmax8}$	54,48	[MPa]	$\sigma_{Fmax8} < \sigma_{FPmax8}$
Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	$\sigma_{FPmax7}$	704	[MPa]	
	$\sigma_{FPmax8}$	1104	[MPa]	

Tabulka 19 - Přehled výsledných hodnot pevnostní kontory ozubení

Kde  $\sigma_{HPmax7,8}$  a  $\sigma_{FPmax7,8}$  závisí na druhu materiálu a jeho tepelném zpracování, pro ozubená kola nitridovaná  $\sigma_{HPmax7,8} = 2,8 \cdot R_{e7,8}$  a  $\sigma_{FPmax5,6} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb7,8}$  podle skript [16].

## 5.12 Návrh řetězového převodu

Řetěz byl volen podle výkonu a otáček z tabulek [13]. Tomuto výběru odpovídá norma ČSN 02 3311 a je to řetěz dvouřadý označení 20B-2.

Název	Veličina	Hodnota	Jednotka	Pozn.
Rozteč zubů	$p$	31,75	[mm]	
Plocha kloubu	$A$	590	[ $mm^2$ ]	
Síly při přetržení	$F_{pt}$	178000	[N]	
Hmotnost řetězu na 1 m	$m$	7,21	[kg]	
Průměr pouzdra	$d_{1ř}$	15,88	[mm]	
Průměr kolíku	$d_{2ř}$	8,28	[mm]	
Průměr díry pro kolík	$d_{3ř}$	8,33	[mm]	
Osová vzdálenost	$e$	31,88	[mm]	Pro dvouřadý řetěz
Vnější šířka	$b_9$	68	[mm]	Max. hodnota pro dvouřadý řetěz
Šířka zubu	$b_1$	17,02	[mm]	Min. hodnota

Tabulka 20 - Přehled parametrů dvouřadého řetězu 20B-2

### Výpočet rozměrů řetězového převodu

- Výpočet a volba zubů soukolí

$$z_9 = 15 \text{ (volím)} \quad (170)$$

$$z_{10} = z_9 \cdot i_ř = 15 \cdot 1,6 = 24 \quad (171)$$

- Průměry kružnic

$$d_9 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_9}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{\pi}{15}\right)} = 152,71 \text{ mm} \quad (172)$$

$$d_{10} = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_{10}}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{\pi}{24}\right)} = 243,25 \text{ mm} \quad (173)$$

- Osová vzdálenost

Osová vzdálenost je volena  $a = 700 \text{ mm}$ .

- Řetězové články

$$j = \frac{z_9 + z_{10}}{2} + \left(\frac{z_{10} - z_9}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a} + \frac{2 \cdot a}{p} =$$

$$= \frac{15 + 24}{2} + \left(\frac{24 - 15}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{25,4}{700} + \frac{2 \cdot 700}{25,4} = 75,35 \quad (174)$$

Počet článků musí být celočíselný. Je voleno počet článků řetězu  $j = 76$ .

- Délka řetězu

$$L = j \cdot p = 76 \cdot 31,75 = 2413 \text{ mm} \quad (175)$$

### Výpočet kinematických poměrů

- Úhlová rychlost

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_3}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 301,18}{60} = 31,54 \text{ rad/s} \quad (176)$$

- Úhlová rychlost s redukcí na polovinu otáček

$$\omega_* = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{3*}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 150,59}{60} = 15,77 \text{ rad/s} \quad (177)$$

- Min. obvodová rychlost

$$v_{x1min} = \omega \cdot \frac{d_9}{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_7}\right) = 31,54 \cdot \frac{152,71}{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{15}\right) = 2,36 \text{ m/s} \quad (178)$$

- Min. obvodová rychlost s redukcí na polovinu otáček

$$v_{x1min*} = \omega_* \cdot \frac{d_9}{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_7}\right) = 15,77 \cdot \frac{152,71}{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{15}\right) = 1,18 \text{ m/s} \quad (179)$$

- Max. obvodová rychlost

$$v_{x1max} = \omega \cdot \frac{d_9}{2} = 31,54 \cdot \frac{152,71}{2} = 2,41 \text{ m/s} \quad (180)$$

- Max. obvodová rychlost s redukcí na polovinu otáček

$$v_{x1max*} = \omega_* \cdot \frac{d_9}{2} = 15,77 \cdot \frac{152,71}{2} = 1,2 \text{ m/s} \quad (181)$$

- Součinitel nerovnoměrnosti rychlosti řetězu

$$\delta = \frac{v_{x1max} - v_{x1min}}{v_{x1max}} = \frac{2,41 - 2,36}{2,41} = 0,022 \quad (182)$$

- Součinitel nerovnoměrnosti rychlosti řetězu s redukcí na polovinu otáček

$$\delta_* = \frac{v_{x1max*} - v_{x1min*}}{v_{x1max*}} = \frac{1,2 - 1,18}{1,2} = 0,022 \quad (183)$$

### Výpočet silových poměrů

- Úhel  $\beta$

$$\beta = 2 \cdot \sin^{-1}\left(\frac{d_{10} - d_9}{2 \cdot a}\right) = 2 \cdot \sin^{-1}\left(\frac{243,25 - 152,7}{2 \cdot 700}\right) = 0,129 \text{ rad } (7,41^\circ) \quad (184)$$

- Obvodová síla

$$F_{o1} = \frac{2000 \cdot Mk_3}{d_9} = \frac{2000 \cdot 223,81}{152,71} = 2931,22 \text{ N} \quad (185)$$

$$F_{o1*} = \frac{2000 \cdot Mk_{3*}}{d_9} = \frac{2000 \cdot 447,62}{152,71} = 5862,43 \text{ N} \quad (186)$$

- Složky obvodové rychlosti

$$F_{1x} = F_{o1} \cdot \sin(\beta) = 2931,22 \cdot \sin(0,129) = 378,33 \text{ N} \quad (187)$$

$$F_{1y} = F_{o1} \cdot \cos(\beta) = 2931,22 \cdot \cos(0,129) = 2906,7 \text{ N} \quad (188)$$

- Složky obvodové rychlosti s redukcí na polovinu otáček

$$F_{1x*} = F_{o1*} \cdot \sin(\beta) = 5862,43 \cdot \sin(0,129) = 756,65 \text{ N} \quad (189)$$

$$F_{1y*} = F_{o1*} \cdot \cos(\beta) = 5862,43 \cdot \cos(0,129) = 5813,4 \text{ N} \quad (190)$$

- Odstředivá síla

$$F_{ct} = v_{x1max}^2 \cdot m = 2,41^2 \cdot 7,21 = 41,81 \text{ N} \quad (191)$$

$$F_{ct*} = v_{x1max*}^2 \cdot m = 1,2^2 \cdot 7,21 = 10,45 \text{ N} \quad (192)$$

- Síly v tažné větvi

$$F_{v1} = F_{o1} + F_{ct} = 2931,22 + 41,81 = 2973,03 \text{ N} \quad (193)$$

$$F_{v1*} = F_{o1*} + F_{ct*} = 5862,43 + 10,45 = 5872,89 \text{ N} \quad (194)$$

### Součinitel bezpečnosti

- Výpočet součinitele bezpečnosti

$$k = \frac{F_{pt}}{F_{v1}} = \frac{178000}{2973,03} = 59,87 \quad (195)$$

$$k_* = \frac{F_{pt}}{F_{v1*}} = \frac{178000}{5872,89} = 30,31 \quad (196)$$

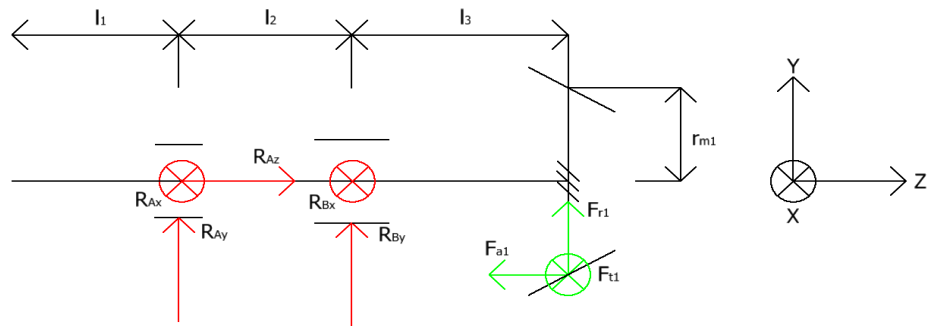
Bezpečnost je vysoká, tím pádem řetězový převod vyhovuje a je zaručeně bezpečný.



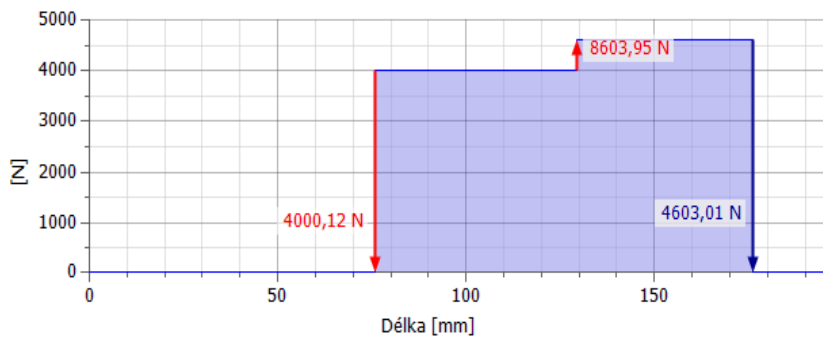
## 5.13 Návrh hřídelů

### Vstupní hřídel I

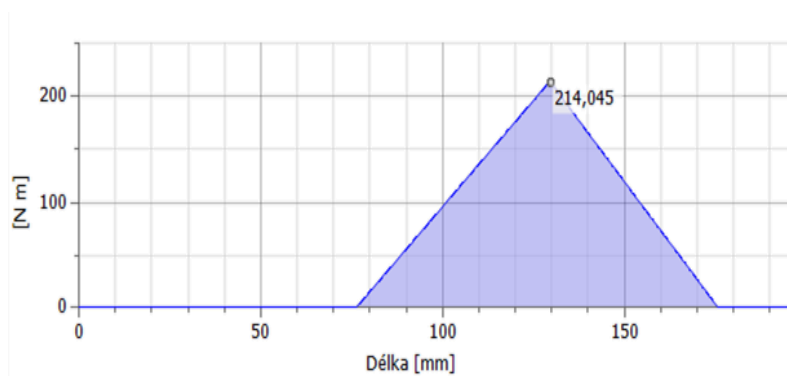
- Náčrt a rozměry hřídele



Obrázek 12 - Náčrt hřídele s reakcemi a silami



Obrázek 13 - Zatížení hřídele v programu Inventor 2021



Obrázek 14 - Ohyb hřídele v programu Inventor 2021

- Hodnoty rozměrů a sil

$l_1$	0,07	[m]
$l_2$	0,0553	[m]
$l_3$	0,0389	[m]
$r_{m1}$	0,0217	[m]
$F_{t1}$	4583,74	[N]
$F_{r1}$	420,37	[N]
$F_{a1}$	2678,68	[N]

Tabulka 21 - Rozměry a hodnoty sil

### Rovnice rovnováhy

Rovnice rovnováhy jsou vyjádřeny z Obr. 12.

- Rovnice rovnováhy

$$x: R_{Bx} + R_{Ax} + F_{t1} = 0 \quad (197)$$

$$y: R_{Ay} + R_{By} + F_{r1} = 0 \quad (198)$$

$$z: R_{Az} - F_{a1} = 0 \quad (199)$$

$$m(B): R_{Ax} \cdot l_2 - F_{t1} \cdot l_3 = 0 \quad (200)$$

$$m(A): R_{By} \cdot l_2 - F_{a1} \cdot r_{m1} + F_{r1} \cdot (l_2 + l_3) = 0 \quad (201)$$

Vyjádření reakcí

- Reakce vyjádřené z rovnic rovnováhy

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot l_3}{l_2} = \frac{4583,74 \cdot 0,0389}{0,0553} = 3174,51 \text{ N} \quad (202)$$

$$R_{Ay} = -R_{By} - F_{r1} = -339,07 - 420,37 = -759,44 \text{ N} \quad (203)$$

$$R_{Az} = F_{a1} = 2678,68 \text{ N} \quad (204)$$

$$R_{Bx} = -R_{Ax} - F_{t1} = -3174,51 - 4583,74 = -7758,25 \text{ N} \quad (205)$$

$$R_{By} = \frac{F_{a1} \cdot r_{m1} - F_{r1} \cdot (l_2 + l_3)}{l_2} = \frac{2678,68 \cdot 0,0217 - 420,37 \cdot 0,0942}{0,0553} = 339,07 \text{ N} \quad (206)$$

$$R_{Bz} = 0 \text{ N} \quad (207)$$

- Výsledné reakce

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{3174,51^2 + (-759,44)^2} = 3284,28 \text{ N} \quad (208)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(-7758,25)^2 + 339,07^2} = 7774,2 \text{ N} \quad (209)$$

- Maximální ohybový moment

$$M_{omax} = 214,05 \text{ Nm} \quad (210)$$

### Návrh hřídele

Materiál hřídele je volen 12 060, hodnoty parametrů jsou voleny z [13].

$R_e$	600	[MPa]
$R_m$	345	[MPa]
$\tau_{Dk}$	120	[MPa]
$\sigma_{Do}$	200	[MPa]
$\sigma_c$	300	[MPa]

Tabulka 22 - Přehled pevností a dovolených napětí dle [13]

- Redukovaný ohybový moment

Bachův opravný součinitel zohledňující vlivy, kterými působí na hřídel. Na tuto hřídel působí střídavý ohyb a statický krut, tedy hodnota Bachova opravného součinitele bude  $\alpha_B = 0,6$ .

$$M_{ORED} = \sqrt{M_{omax}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{k1})^2} = \sqrt{214,05^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 99,47)^2} \quad (211)$$

$$= 220,20 \text{ Nm}$$

- Navrhovaný průměr

$M_{ORED}$  je uváděno v  $Nmm$  pro správný výpočet průměru.

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 220200}{\pi \cdot 200}} = 22,38 \text{ mm} \quad (212)$$

Průměr je volen  $d = 28 \text{ mm}$

- Průřezové moduly

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,028^3}{32} = 2,16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (213)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,028^3}{16} = 4,31 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (214)$$

- Napětí v ohybu a krutu

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{214,05}{1,53 \cdot 10^{-6}} = 99,32 \text{ MPa} \quad (215)$$

$$\tau_k = \frac{M_{k1}}{W_k} = \frac{99,47}{3,07 \cdot 10^{-6}} = 23,08 \text{ MPa} \quad (216)$$

- Bezpečnosti a celková bezpečnost

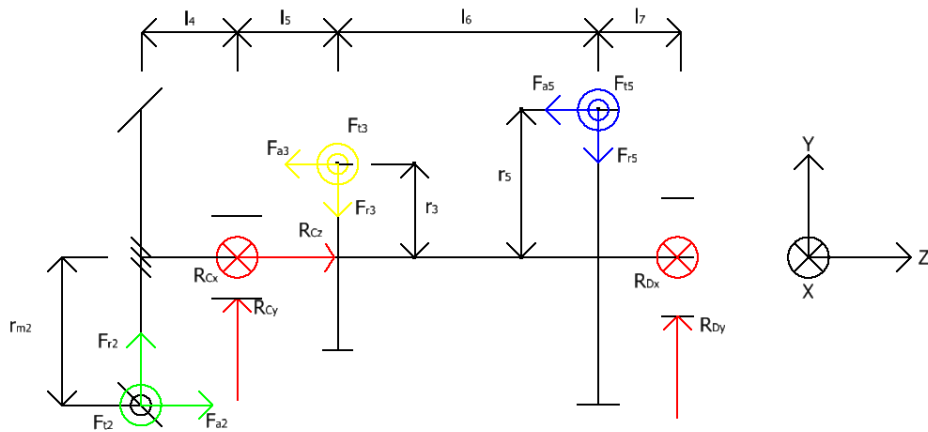
$$k_o = \frac{\sigma_{Do}}{\sigma_o} = \frac{200}{99,32} = 3,02 \quad (217)$$

$$k_k = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} = \frac{120}{23,08} = 5,2 \quad (218)$$

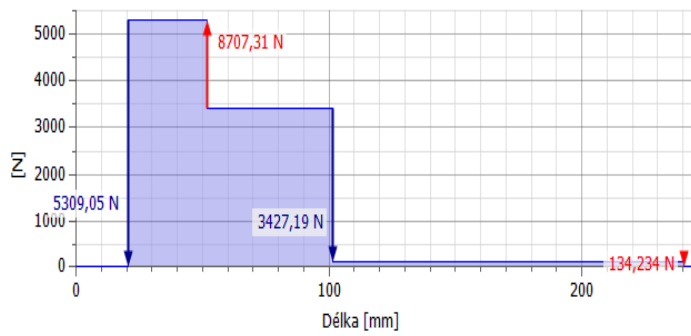
$$k = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{k_o^2} + \frac{1}{k_k^2}}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{3,02^2} + \frac{1}{5,2^2}}} = 2,61 \quad (219)$$

## Hřídel 2

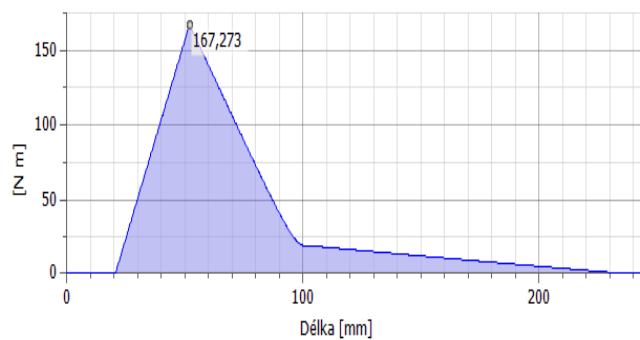
- Náčrt a rozměry hřídele



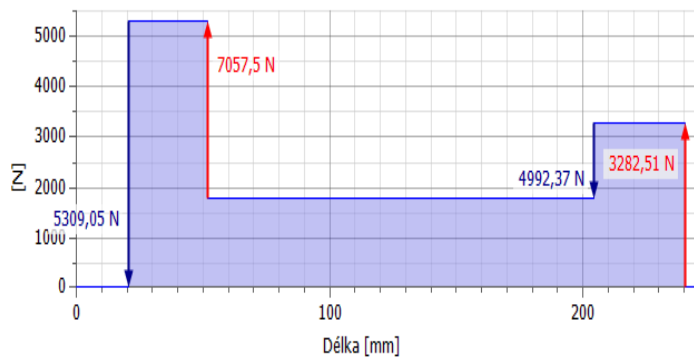
Obrázek 15 - Náčrt hřídele s reakcemi a silami



Obrázek 16 - Zatížení hřídele 2 bez redukce v programu Inventor 2021

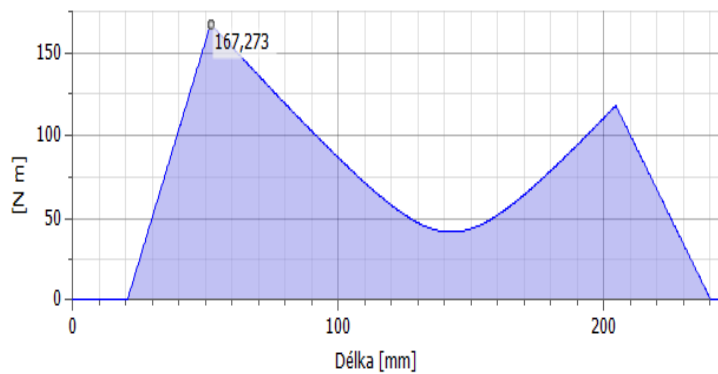


Obrázek 17 - Ohyb hřídele 2 bez redukce v programu Inventor 2021



Tab. 23 – Výsledné hodnoty návrhu hřídele bez i s redukcí

Obrázek 18 - Zatížení hřídele 2 s redukcí v programu Inventor 2021



Obrázek 19 - Ohyb hřídele 2 s redukcí v programu Inventor 2021

- Hodnoty rozměrů a sil

$l_4$	0,032	[m]	$r_3$	0,05605	[m]
$l_5$	0,059	[m]	$r_5$	0,03589	[m]
$l_6$	0,0965	[m]	$F_{t3}$	3194,49	[N]
$l_7$	0,034	[m]	$F_{r3}$	1241,31	[N]
$F_{t2}$	4583,74	[N]	$F_{a3}$	1194,37	[N]
$F_{r2}$	2678,68	[N]	$F_{t5}$	4988,79	[N]
$F_{a2}$	420,37	[N]	$F_{r5}$	1888,95	[N]
$r_{m2}$	0,3906	[m]	$F_{a5}$	1430,51	[N]

Tabulka 23 – Rozměry a hodnoty sil

## Rovnice rovnováhy

Rovnice rovnováhy jsou vyjádřeny z *Obr. 15*.

- Rovnice rovnováhy pro hřídel bez redukce

$$x: R_{Dx} + R_{Cx} + F_{t2} + F_{t3} = 0 \quad (220)$$

$$y: R_{Dy} + R_{Cy} + F_{r2} - F_{r3} = 0 \quad (221)$$

$$z: R_{Cz} + F_{a2} - F_{a3} = 0 \quad (222)$$

$$m(C): -R_{Dx} \cdot (l - l_4) + F_{t2} \cdot l_4 - F_{t3} \cdot l_5 = 0 \quad (223)$$

$$m(D): -R_{Cy} \cdot (l - l_4) + F_{a2} \cdot r_{m2} + F_{a3} \cdot r_3 - F_{r2} \cdot l + F_{r3} \cdot (l_6 + l_7) = 0 \quad (224)$$

- Rovnice rovnováhy pro hřídel s redukcí

$$x: R_{Dx} + R_{Cx} + F_{t2} + F_{t5} = 0 \quad (225)$$

$$y: R_{Dy} + R_{Cy} + F_{r2} - F_{r5} = 0 \quad (226)$$

$$z: R_{Cz} + F_{a2} - F_{a5} = 0 \quad (227)$$

$$m(C): -R_{Dx} \cdot (l - l_4) + F_{t2} \cdot l_4 - F_{t5} \cdot (l_5 + l_6) = 0 \quad (228)$$

$$m(D): -R_{Cy} \cdot (l - l_4) + F_{a2} \cdot r_{m2} + F_{a5} \cdot r_5 - F_{r2} \cdot l + F_{r5} \cdot l_7 = 0 \quad (229)$$

## Výsledné hodnoty reakcí

$R_{Cx}$	-7586,51	[N]	$R_{Dx}$	-191,72	[N]
$R_{Cy}$	-1946,4	[N]	$R_{Dy}$	509,03	[N]
$R_{Cz}$	774	[N]	$R_{Dz}$	0	[N]
$R_{Cx^*}$	-6686,86	[N]	$R_{Dx^*}$	-2885,67	[N]
$R_{Cy^*}$	-2466,44	[N]	$R_{Dy^*}$	1676,71	[N]
$R_{Cz^*}$	1010,15	[N]	$R_{Dz^*}$	0	[N]

Tabulka 24 - Výsledné hodnoty reakcí pro hřídel bez i s redukcí

- Maximální ohybový moment pro hřídel bez redukce

$$M_{omax} = 167,273 \text{ Nm} \quad (230)$$

- Maximální ohybový moment pro hřídel s redukcí

$$M_{omax} = 167,273 \text{ Nm} \quad (231)$$

## Návrh hřídele

Materiál hřídele je volen 11700, hodnoty parametrů jsou voleny z [13].

$R_e$	685	[MPa]
$R_m$	345	[MPa]
$\tau_{Dk}$	125	[MPa]
$\sigma_{Do}$	230	[MPa]
$\sigma_c$	342,5	[MPa]

Tabulka 25 – Přehled pevností a dovolených napětí dle [13]

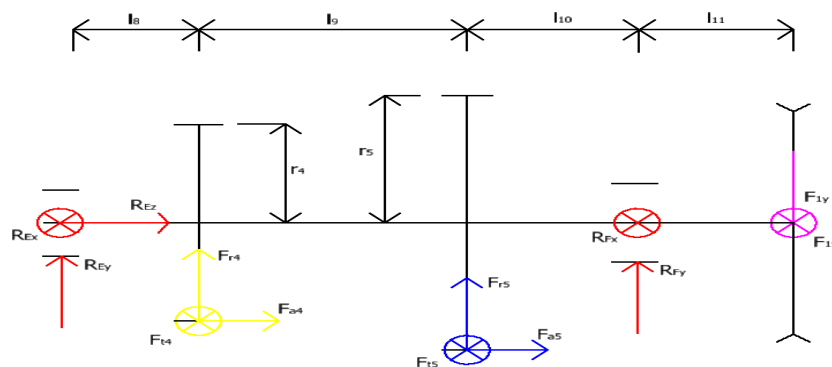
## Výsledné hodnoty návrhu hřídele

$\alpha_B$	0,6	[-]	$\alpha_B$	0,6	[-]
$M_{oRED}$	191,41	[Nm]	$M_{oRED*}$	191,41	[Nm]
$d_{min}$	20,39	[mm]	$d_{min*}$	20,39	[mm]
$d$	30	[mm]	$d$	30	[mm]
$W_o$	$2,65 \cdot 10^{-6}$	[m <sup>3</sup> ]	$W_{o*}$	$2,65 \cdot 10^{-6}$	[m <sup>3</sup> ]
$W_k$	$5,3 \cdot 10^{-6}$	[m <sup>3</sup> ]	$W_{k*}$	$5,3 \cdot 10^{-6}$	[m <sup>3</sup> ]
$\sigma_o$	72,21	[MPa]	$\sigma_{o*}$	72,21	[MPa]
$\tau_k$	33,77	[MPa]	$\tau_{k*}$	33,77	[MPa]
$k_o$	5,43	[-]	$k_{o*}$	5,43	[-]
$k_k$	3,7	[-]	$k_{k*}$	3,7	[-]
$k$	3,06	[-]	$k_*$	3,06	[-]

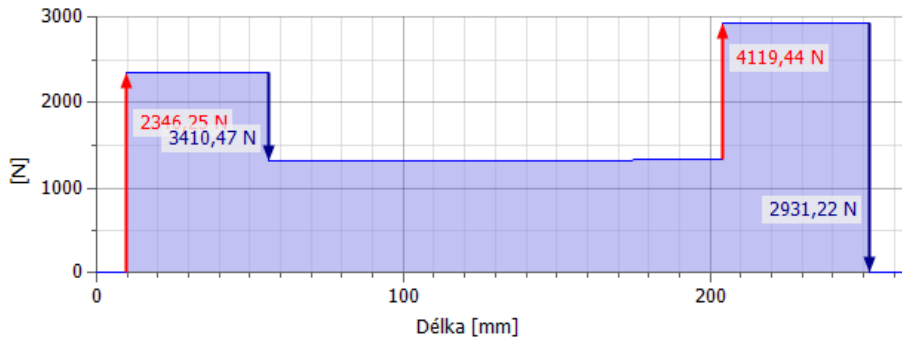
Tabulka 26 - Výsledné hodnoty návrhu hřídele bez i s redukcí

## Hřídel 3

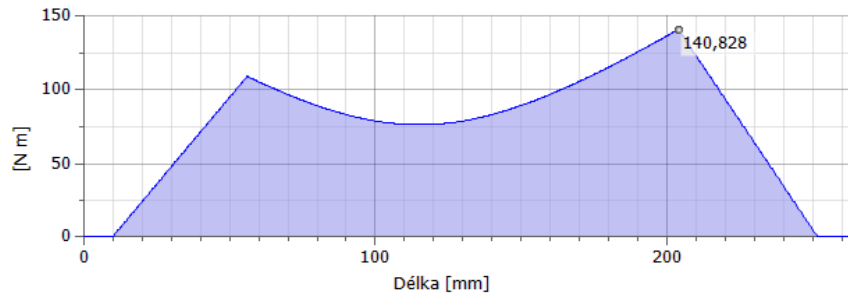
- Náčrt a rozměry hřídele



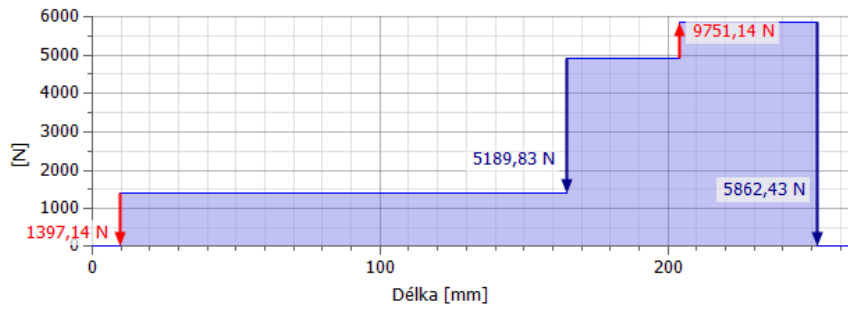
Obrázek 20 - Náčrt hřídele s reakcemi a silami



Obrázek 21 - Zatížení hřídele 3 bez redukce v programu Inventor 2021



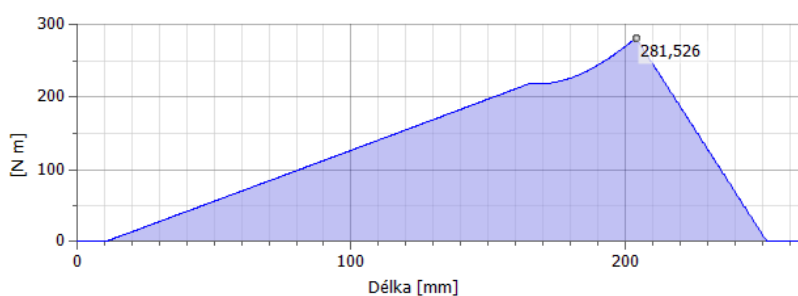
Obrázek 22 - Ohyb hřídele 3 bez redukce v programu Inventor 2021



Obrázek 23 - Zatížení hřídele 3 s redukcí v programu Inventor 2021

Tab. 29 – Přehled pevností a dovolených napětí dle [13]





Obrázek 24 - Ohyb hřídele 3 s redukcí v programu Inventor 2021

- Hodnoty rozměrů a sil

$l_8$	0,052	[m]	$r_4$	0,07635	[m]
$l_9$	0,0965	[m]	$r_6$	0,09051	[m]
$l_{11}$	0,0495	[m]	$F_{t4}$	3194,49	[N]
$l_{12}$	0,055	[m]	$F_{r4}$	1194,37	[N]
$F_{1y}$	2906,7	[N]	$F_{a4}$	1241,31	[N]
$F_{1x}$	378,33	[N]	$F_{t6}$	4988,79	[N]
$F_{1y*}$	5813,4	[N]	$F_{r6}$	1430,51	[N]
$F_{1x*}$	765,65	[N]	$F_{a6}$	1888,95	[N]

Tabulka 27 - Rozměry a hodnoty sil

### Rovnice rovnováhy

Rovnice rovnováhy jsou vyjádřeny z Obr. 20.

- Rovnice rovnováhy pro hřídel bez redukcce

$$x: R_{Ex} + R_{Fx} + F_{t4} + F_{1x} = 0 \quad (232)$$

$$y: R_{Fy} + R_{Ey} + F_{r4} - F_{1y} = 0 \quad (233)$$

$$z: R_{Ez} + F_{a4} = 0 \quad (234)$$

$$m(E): R_{Fx} \cdot (l - l_{11}) + F_{t4} \cdot l_8 + F_{1x} \cdot l = 0 \quad (235)$$

$$m(F): -R_{Ey} \cdot (l - l_{11}) + F_{a4} \cdot r_4 - F_{r4} \cdot (l_9 + l_{10}) - F_{1y} \cdot l_{11} = 0 \quad (236)$$

- Rovnice rovnováhy pro hřídel s redukcí

$$x: R_{Ex} + R_{Fx} + F_{t6} + F_{1x} = 0 \quad (237)$$

$$y: R_{Fy} + R_{Ey} + F_{r6} - F_{1y} = 0 \quad (238)$$

$$z: R_{Ez} + F_{a6} = 0 \quad (239)$$

$$m(E): R_{Fx} \cdot (l - l_{11}) + F_{t6} \cdot (l_8 + l_9) + F_{1x} \cdot l = 0 \quad (240)$$

$$m(F): -R_{Ey} \cdot (l - l_{11}) + F_{a6} \cdot r_6 - F_{r6} \cdot l_{10} - F_{1y} \cdot l_{11} = 0 \quad (241)$$

### Výsledné hodnoty reakcí

$R_{Ex}$	-2381,78	[N]	$R_{Fx}$	-1191,03	[N]
$R_{Ey}$	-1072,96	[N]	$R_{Fy}$	2785,29	[N]
$R_{Ez}$	-1241,31	[N]	$R_{Fz}$	0	[N]
$R_{Ex*}$	-1586,83	[N]	$R_{Fx*}$	-4158,61	[N]
$R_{Ey*}$	-954,72	[N]	$R_{Fy*}$	5337,61	[N]
$R_{Ez*}$	-1888,95	[N]	$R_{Fz*}$	0	[N]

Tabulka 28 - Výsledné hodnoty reakcí pro hřídel bez i s redukcí

- Maximální ohybový moment pro hřídel bez redukce

$$M_{omax} = 140,83 \text{ Nm} \quad (242)$$

- Maximální ohybový moment pro hřídel s redukcí

$$M_{omax} = 281,53 \text{ Nm} \quad (243)$$

### Návrh hřídele

Materiál hřídele je volen 12 060, hodnoty parametrů jsou voleny z [13].

$R_e$	600	[MPa]
$R_m$	345	[MPa]
$\tau_{Dk}$	120	[MPa]
$\sigma_{Do}$	200	[MPa]
$\sigma_c$	300	[MPa]

Tabulka 29 - Přehled pevností a dovolených napětí dle [13]

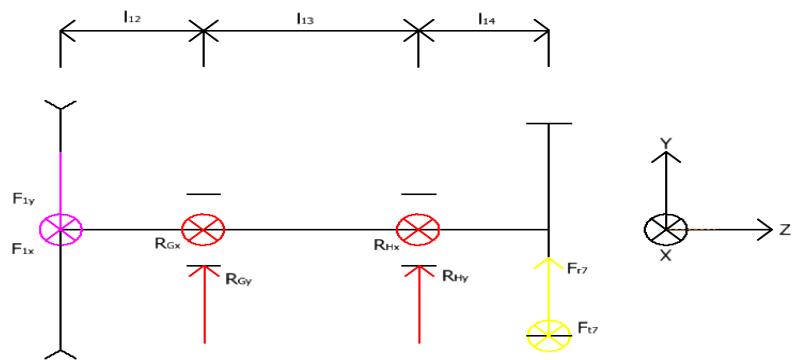
### Výsledné hodnoty návrhu hřídele

$\alpha_B$	0,6	[-]	$\alpha_B$	0,6	[-]
$M_{oRED}$	182,64	[Nm]	$M_{oRED*}$	365,18	[Nm]
$d_{min}$	21,03	[mm]	$d_{min*}$	26,49	[mm]
$d$	40	[mm]	$d$	40	[mm]
$W_o$	$4,21 \cdot 10^{-6}$	[m <sup>3</sup> ]	$W_{o*}$	$4,21 \cdot 10^{-6}$	[m <sup>3</sup> ]
$W_k$	$8,42 \cdot 10^{-6}$	[m <sup>3</sup> ]	$W_{k*}$	$8,42 \cdot 10^{-6}$	[m <sup>3</sup> ]
$\sigma_o$	33,46	[MPa]	$\sigma_{o*}$	66,88	[MPa]
$\tau_k$	26,59	[MPa]	$\tau_{k*}$	53,17	[MPa]
$k_o$	8,97	[-]	$k_{o*}$	4,49	[-]
$k_k$	4,51	[-]	$k_{k*}$	2,26	[-]
$k$	4,03	[-]	$k_*$	2,02	[-]

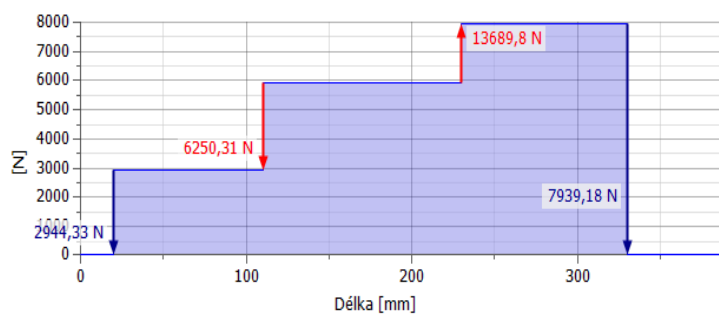
Tabulka 30 - Výsledné hodnoty návrhu hřídele bez i s redukcí

### Hřídel 4

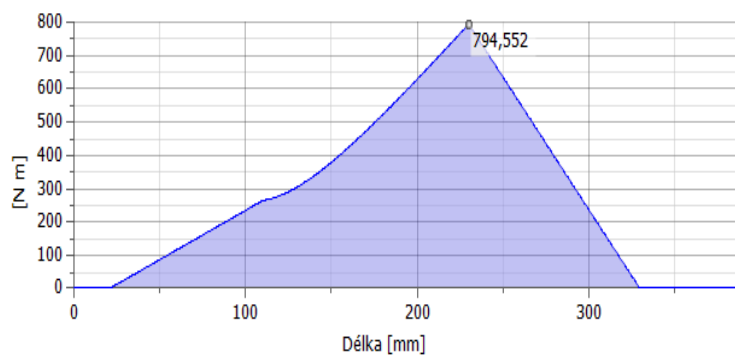
- Náčrt a rozměry hřídele



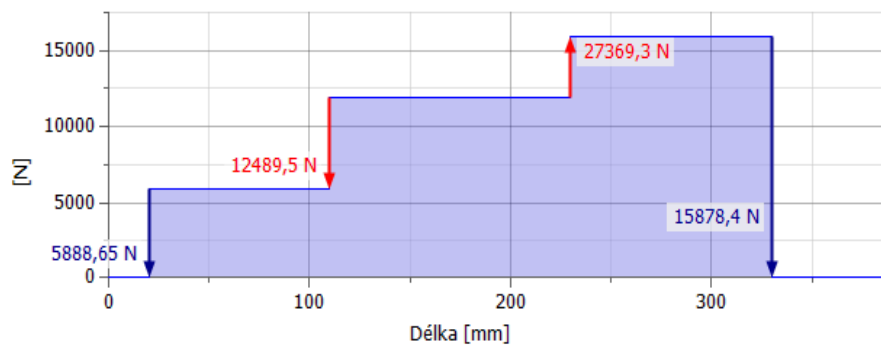
Obrázek 25 - Náčrt hřídele s reakcemi a silami



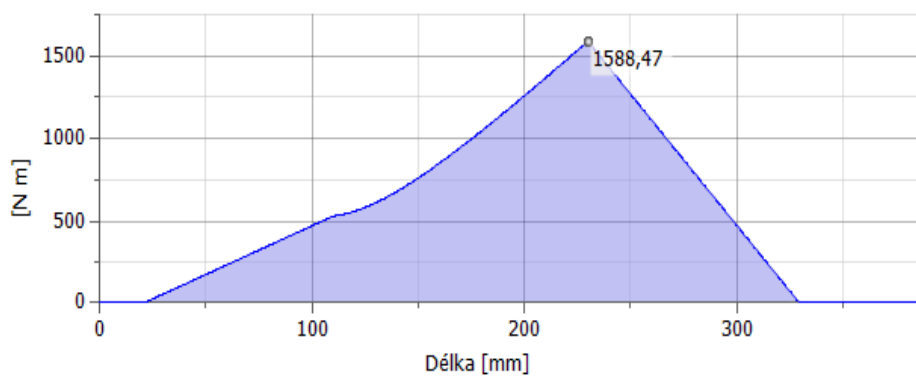
Obrázek 26 - Zatížení hřídele 4 bez redukce v programu Inventor 2021



Obrázek 27 - Ohyb hřídele 4 bez redukce v programu Inventor 2021



Obrázek 28 - Zatížení hřídele 4 s redukcí v programu Inventor 2021



Obrázek 29 - Ohyb hřídele 4 s redukcí v programu Inventor 2021

- Hodnoty rozměrů a sil

$l_{12}$	0,089	[m]	$r_7$	0,048	[m]
$l_{13}$	0,115	[m]	$F_{t7}$	7460,39	[N]
$l_{14}$	0,06	[m]	$F_{r7}$	2715,36	[N]
$F_{1y}$	2919,7	[N]	$F_{t7*}$	14920,78	[N]
$F_{1x}$	380,02	[N]	$F_{r7*}$	5430,72	[N]
$F_{1y*}$	5839,41	[N]	$F_{1x*}$	760,04	[N]

Tabulka 31 - Rozměry a hodnoty sil

### Výsledné hodnoty reakcí

$R_{Gx}$	3218,26	[N]	$R_{Hx}$	-11058,66	[N]
$R_{Gy}$	6596,01	[N]	$R_{Hy}$	-6391,66	[N]
$R_{Gz}$	0	[N]	$R_{Hz}$	0	[N]
$R_{Gx*}$	6562,08	[N]	$R_{Hx*}$	-22242,9	[N]
$R_{Gy*}$	12227,25	[N]	$R_{Hy*}$	-11818,56	[N]
$R_{Gz*}$	0	[N]	$R_{Hz*}$	0	[N]

Tabulka 32 - Výsledné hodnoty reakcí pro hřídel bez i s redukcí

- Maximální ohybový moment pro hřídel bez redukce

$$M_{omax} = 794,55 \text{ Nm} \quad (242)$$

- Maximální ohybový moment pro hřídel s redukcí

$$M_{omax} = 1588,47 \text{ Nm} \quad (243)$$

### Návrh hřídele

Materiál hřídele je volen 12 060, hodnoty parametrů jsou voleny z [13].

$R_e$	600	[MPa]
$R_m$	345	[MPa]
$\tau_{Dk}$	120	[MPa]
$\sigma_{Dc}$	200	[MPa]
$\sigma_c$	300	[MPa]

Tabulka 33 - Přehled pevností a dovolených napětí dle [13]

### Výsledné hodnoty návrhu hřídele

$\alpha_B$	0,6	[-]	$\alpha_B$	0,6	[-]
$M_{oRED}$	838,12	[Nm]	$M_{oRED*}$	1675,64	[Nm]
$d_{min}$	34,95	[mm]	$d_{min*}$	44,03	[mm]
$d$	45	[mm]	$d$	45	[mm]
$W_o$	$8,95 \cdot 10^{-6}$	[m <sup>3</sup> ]	$W_{o*}$	$8,95 \cdot 10^{-6}$	[m <sup>3</sup> ]
$W_k$	$1,79 \cdot 10^{-5}$	[m <sup>3</sup> ]	$W_{k*}$	$1,79 \cdot 10^{-5}$	[m <sup>3</sup> ]
$\sigma_o$	88,81	[MPa]	$\sigma_{o*}$	177,56	[MPa]
$\tau_k$	20,01	[MPa]	$\tau_{k*}$	40,03	[MPa]
$k_o$	3,38	[-]	$k_{o*}$	1,69	[-]
$k_k$	6	[-]	$k_{k*}$	3	[-]
$k$	2,94	[-]	$k_*$	1,5	[-]

Tabulka 34 - Výsledné hodnoty návrhu hřídele bez i s redukcí

## 5.14 Ložiska

Požadovaná trvanlivost byla stanovena podle předpokladů, že převodová skříň bude pracovat na dvanáctihodinový provoz pět dní v týdnu a čtyřicet osm týdnů v roce. Skříň by měla vydržet pracovat v takovémto provozu deset let. Trvanlivost ložiska je vypočtena a dána  $L_{HP} = 30\,000\text{ h}$ .

Ložiska, modely a parametry jsou převzaty od výrobce [15].

### Výpočet ložiska B

Výpočet se bude provádět na ložisku B, které leží na vstupní hřídeli. Je voleno ložisko válečkové NU 2305 ECP.

d	25	[mm]
D	62	[mm]
B	24	[mm]
C	64	[kN]
$C_0$	55	[kN]
p	$10/3$	[-]
$f_0$	13	[-]

Tabulka 35 - Přehled parametrů ložiska NU 2305 ECP od výrobce [15]

- Síly na ložisko

$$F_r = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(-7231,25)^2 + 339,07^2} = 7239,2\text{ N} \quad (244)$$

$$F_a = R_{Bz} = 0\text{ N} \quad (245)$$

Jedná se o radiální ložisko, jelikož zde reakce v ose  $x$  je nulová.

- Dynamické ekvivalentní zatížení

$$P = F_r = 7239,2\text{ N} \quad (246)$$

- Trvanlivost ložiska

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{64000}{3312,7}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 705,6} = 33749\text{ h} \quad (247)$$

- Kontrola

$$L_H > L_{HP} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (248)$$

### Výpočet ložiska C (bez redukce)

Výpočet se bude provádět na ložisku C, které leží na vstupní hřídeli. Je voleno ložisko kuličkové 6307.

d	35	[mm]
D	80	[mm]
B	25	[mm]
C	35,1	[kN]
C <sub>o</sub>	19	[kN]
f <sub>0</sub>	13	[-]
p	3	[-]

Tabulka 36 - Přehled parametrů ložiska 6307 od výrobce [15]

Ložisko má předepsané hodnoty pro výpočet axiálního a radiálního zatížení. Předepsané hodnoty jsou vypsány v Tab.17 a je jím exponent typu ložiska  $p$ , který je roven  $p = 3$  pro bodový styk [13]. A součinitel výpočtový součinitel  $f_0$ . Dalšími hodnotami je porovnávací koeficient  $e$  a koeficienty axiálního zatížení  $Y_1, Y_2$  a  $Y_0$ . Tyto hodnoty se musí pomocí tabulek [13] dopočítat.

- Síly na ložisko

$$F_r = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{(-7586,51)^2 + (-1946,4)^2} = 7832,22 \text{ N} \quad (249)$$

$$F_a = R_{Cz} = 774 \text{ N} \quad (250)$$

Jedná se o kombinované ložisko, jelikož zde obě síly mají nenulovou hodnotu.

- Poměr sil

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{774}{7832,22} = 0,198 \quad (251)$$

- Relativní axiální zatížení [13]

$$x = \frac{f_0 \cdot F_a}{C_o} = \frac{13 \cdot 774}{19000} = 0,530 \quad (252)$$

Relativní axiální zatížení nám určí mezi kterými hodnotami dle [13] budeme počítat porovnávací koeficient  $e$  a axiální zatížení  $Y$ , případně koeficient  $X$ . Tyto koeficienty vypočítáme pomocí interpolace mezi hodnotami  $e_1, e_2, x_1$  a  $x_2$ .

V tomto případě se jedná o hodnoty:

$e_1$	0,22	[mm]
$e_2$	0,26	[mm]
$x_1$	0,345	[mm]
$x_2$	0,689	[kN]

Tabulka 37 - Přehled hodnot z tabulek [13]

- Výpočet porovnávacího koeficientu

$$e = e_1 + \frac{e_2 - e_1}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1) = 0,22 + \frac{0,26 - 0,22}{0,689 - 0,345} \cdot (0,53 - 0,345) = 0,241 \quad (253)$$

Podmínka  $\frac{F_a}{F_r} < e$  je splněna, budou koeficienty  $X = 1$  a  $Y = 0$  a bude se tedy vycházet z rovnice  $P = F_r$ .

- Dynamické ekvivalentní zatížení

$$P = F_r = 7832,22 \text{ N} \quad (254)$$

- Trvanlivost ložiska

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{35100}{7832,22}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 705,6} = 31239 \text{ h} \quad (255)$$

- Kontrola

$$L_H > L_{HP} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (256)$$

### Výpočet ložiska C (s redukcí)

Výpočet se bude provádět na ložisku C, které leží na vstupní hřídeli. Je voleno ložisko kuličkové 6307.

d	35	[mm]
D	80	[mm]
B	25	[mm]
C	35,1	[kN]
C <sub>o</sub>	19	[kN]
f <sub>0</sub>	13	[-]
p	3	[-]

Tabulka 38 - Přehled parametrů ložiska 6307 od výrobce [15]

Ložisko má předepsané hodnoty pro výpočet axiálního a radiálního zatížení. Předepsané hodnoty jsou vypsány v Tab.17 a je jim exponent typu ložiska  $p$ , který je roven  $p = 3$  pro bodový styk [13]. A součinitel výpočtový součinitel  $f_0$ . Dalšími hodnotami je porovnávací koeficient  $e$  a koeficienty axiálního zatížení  $Y_1, Y_2$  a  $Y_0$ . Tyto hodnoty se musí pomocí tabulek [13] dopočítat.

- Síly na ložisko

$$F_{r*} = \sqrt{R_{Cx*}^2 + R_{Cy*}^2} = \sqrt{(-6686,86)^2 + (-2466,44)^2} = 7127,23 \text{ N} \quad (257)$$

$$F_{a*} = R_{Cz*} = 1010,15 \text{ N} \quad (258)$$

Jedná se o kombinované ložisko, jelikož zde obě síly mají nenulovou hodnotu.



- Poměr sil

$$\frac{F_{a^*}}{F_{r^*}} = \frac{1010,15}{7127,23} = 0,283 \quad (259)$$

- Relativní axiální zatížení [13]

$$x = \frac{f_0 \cdot F_{a^*}}{C_0} = \frac{13 \cdot 1010,15}{19000} = 0,691 \quad (260)$$

Relativní axiální zatížení nám určí mezi kterými hodnotami dle [13] budeme počítat porovnávací koeficient  $e$  a axiální zatížení  $Y$ , případně koeficient  $X$ . Tyto koeficienty vypočítáme pomocí interpolace mezi hodnotami  $e_1, e_2, x_1$  a  $x_2$ .

V tomto případě se jedná o hodnoty:

$e_1$	0,26	[mm]
$e_2$	0,28	[mm]
$x_1$	0,689	[mm]
$x_2$	1,03	[kN]

Tabulka 39 - Přehled hodnot z tabulek [13]

- Výpočet porovnávacího koeficientu

$$e = e_1 + \frac{e_2 - e_1}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1) = 0,26 + \frac{0,28 - 0,26}{1,03 - 0,689} \cdot (0,691 - 0,689) = 0,26 \quad (261)$$

Podmínka  $\frac{F_a}{F_r} < e$  je nesplněna, koeficient  $X = 0,56$  a koeficient  $Y$  bude dopočten interpolací mezi hodnotami  $Y_1, Y_2, x_1$  a  $x_2$ .

V tomto případě se jedná o hodnoty:

$Y_1$	1,71	[mm]
$Y_2$	1,55	[mm]
$x_1$	0,689	[mm]
$x_2$	1,03	[kN]

Tabulka 40 - Přehled hodnot z tabulek [13]

- Výpočet porovnávacího koeficientu

$$Y = Y_1 + \frac{Y_2 - Y_1}{x_2 - x_1} \cdot (x - x_1) = 1,71 + \frac{1,55 - 1,71}{1,03 - 0,689} \cdot (0,691 - 0,689) = 1,709 \quad (262)$$

Nyní máme dopočítán i koeficient  $Y = 1,709$ , vycházíme tedy z rovnice  $P = F_r \cdot X + F_a \cdot Y$ .

- Dynamické ekvivalentní zatížení

$$P = F_{r^*} \cdot X + F_{a^*} \cdot Y = 7127,23 \cdot 0,56 + 1010,15 \cdot 1,709 = 5717,57 \text{ N} \quad (263)$$

- Trvanlivost ložiska

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{35100}{5717,57}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 705,6} = 36387 \text{ h} \quad (264)$$

- Kontrola

$$L_H > L_{HP} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (265)$$

### Přehled ložisek použitých při navrhování pohonu

Ložiska		Ložisko A	Ložisko D	Ložisko E	Ložisko F	Ložisko G	Ložisko H
Parametry	Značení	3307 DJ1	6306	6306	N 206 ECP	SYNT 45 FTS	SYNT 55 FTS
d [mm]		35	30	30	35	45	55
D [mm]		80	72	72	72	60	70
B [mm]		34	19	19	17	118	137
C [kN]		52,7	29,6	29,6	56	102	125
C <sub>o</sub> [kN]		41,5	16	16	48	98	137
f <sub>0</sub> [-]		-	13	13	-	-	-
p [-]		10/3	3	3	10/3	10/3	10/3
n [min <sup>-1</sup> ]		705,6	384,16	301,18	301,18	178,83	178,83
n* [min <sup>-1</sup> ]		-	384,16	150,59	150,59	89,41	89,41
F <sub>r</sub> [N]		2754,28	543,93	2612,31	3029,26	7339,24	12772,92
F <sub>r*</sub> [N]		-	3337,43	1851,9	6766,4	13876,83	25187,79
F <sub>a</sub> [N]		2678,68	0	1241,31	0	0	0
F <sub>a*</sub> [N]		-	0	1888,95	0	0	0
P [N]		4013,26	543,93	3399,4	3029,26	7339,24	12772,92
P* [N]		-	3337,43	3716,716	6766,4	13876,83	25187,79
L <sub>H</sub> [h]		125105	6991521	36533	915457	147800	87353
L <sub>H*</sub> [h]		-	30267	55905	126016	49672	38654
Pozn.		Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje	Vyhovuje

Tabulka 41 - Přehled navrhovaných ložisek

Všechna ložiska vyhovují podle výpočtů viz *Kapitola 5.14 Ložiska*. Ložiskové domky, které jsou použity na hřídeli 4, zde označeny jako Ložisko G a Ložisko H, jsou voleny tak, aby vyhovovaly konstrukčnímu řešení uložení na rám.

Všechna ložiska jsou od výrobce SKF a byla převzata z [15].

## 5.15 Návrh a výpočet per

Pera jsou počítána podle tabulek [13]. Výběr z ČSN 02 2562. Ukázkové příklady budou dělány na vstupní hřídeli.

### Pero pod spojkou

d	28	[mm]
b	8	[mm]
h	7	[mm]
$\tau_{DS}$	60	[MPa]
$p_D$	120	[MPa]

Tabulka 42 - Přehled hodnot pro průměr hřídele 22-30 mm

Dovolený tlak  $p_D$  je převzat ze skript [14].

- Délka pera

$M_{k1}$  je přepočteno na mm kvůli správnosti výsledku.

$$l_p = \frac{4 \cdot M_{k1}}{h \cdot d \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 99471}{7 \cdot 28 \cdot 120} = 16,92 \text{ mm} \quad (266)$$

Je volena délka pera  $l = 25 \text{ mm}$ .

- Kontrola pera na otláčení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k1}}{h \cdot d \cdot 0,45 \cdot l} = \frac{2 \cdot 99471}{7 \cdot 28 \cdot 0,45 \cdot 25} = 90,22 \text{ MPa} \quad (267)$$

$$p_D > p \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (268)$$

- Kontrola pera na stříh

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{h \cdot d \cdot l} = \frac{2 \cdot 99471}{7 \cdot 28 \cdot 25} = 40,6 \text{ MPa} \quad (269)$$

$$\tau_{DS} > \tau_s \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (270)$$

### Pero pod kuželovým kolem 1

d	23	[mm]
b	8	[mm]
h	7	[mm]
$\tau_{DS}$	60	[MPa]
$p_D$	120	[MPa]

Tabulka 43 - Přehled hodnot pro průměr hřídele 22-30 mm

Dovolený tlak  $p_D$  je převzat ze skript [14].

- Délka pera

$M_{k1}$  je přepočteno na  $mm$  kvůli správnosti výsledku.

$$l_p = \frac{2 \cdot M_{k1}}{h \cdot d \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 99471}{7 \cdot 23 \cdot 120} = 20,59 \text{ mm} \quad (271)$$

Je volena délka pera  $l = 25 \text{ mm}$ .

- Kontrola pera na otláčení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k1}}{h \cdot d \cdot 0,45 \cdot l} = \frac{2 \cdot 99471}{7 \cdot 23 \cdot 0,45 \cdot 25} = 109,84 \text{ MPa} \quad (272)$$

$$p_D > p \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (273)$$

- Kontrola pera na stříh

$$\tau_S = \frac{2 \cdot M_{k1}}{h \cdot d \cdot l} = \frac{2 \cdot 99471}{7 \cdot 23 \cdot 25} = 49,43 \text{ MPa} \quad (274)$$

$$\tau_{DS} > \tau_S \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (275)$$

#### Přehled per použitých při navrhování pohonu

Pero	Pero 3	Pero 4	Pero 5	Pero 6	Pero 7	Pero 8	Pozn.
$M_k$ [Nm]	179,05	223,81	447,6	447,6	716,19	716,19	
$d$ [mm]	30	40	53	34	43	52	
$b$ [mm]	8	12	16	10	12	16	
$h$ [mm]	7	8	10	8	8	10	
$l_p$ [mm]	31,58	25,9	31,28	60,95	77,11	51,01	
$l$ [mm]	35	35	35	62	80	55	
$p$ [MPa]	108,27	88,81	107,25	117,97	115,66	111,3	Vyhovuje
$\tau_S$ [MPa]	48,72	39,97	48,26	53,09	52,05	50,08	Vyhovuje

Tabulka 44 - Návrh per pod ozubená nebo řetězová kola

## 6 Analýza hřídele

Analýza hřídele pomocí MKP bude prováděna v Inventoru 2021. Deformační analýza, zjišťující nejslabší místa na hřídeli, bude prováděna na hřídeli, která spojuje řetězové kolo s přidruženým převodem. Jedná se totiž o hřídel, na které působí největší síly a je tedy kritická pro převodové ústrojí. Materiál hřídele je 12 060.

$R_e$	600	[MPa]
$R_m$	345	[MPa]
$\tau_{Dk}$	120	[MPa]
$\sigma_{Do}$	200	[MPa]
$\sigma_c$	300	[MPa]

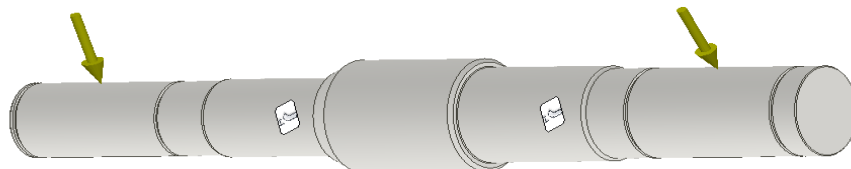
Tabulka 45 - Přehled pevností a dovolených napětí dle [13]

### 6.1 Okrajové podmínky

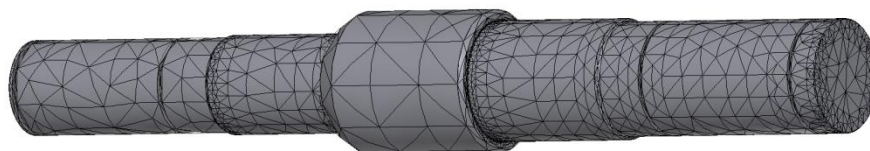
Nejprve je nutné definovat okrajové podmínky, které slouží k poskytnutí důležitých informací o tom, co se stane s hřídelí při simulaci. Okrajové podmínky zahrnují zatížení a uchycení. Jelikož je hřídel 4 uchycena do ložiskových domků, je toto uchycení bráno jako pevné, jelikož jsou zamezeny všechny posuvy. Silové podmínky budou z řetězového kola na hřídel a z čelního pastorku na hřídel. Dále se musí definovat materiál 12 060.

Budeme zde počítat se silami, které se vytvoří při redukci otáček na 50 %, právě zde vznikají 2krát větší síly než při normálním chodu.

V kritických místech byla zjemněna síť, viz Obr 31.



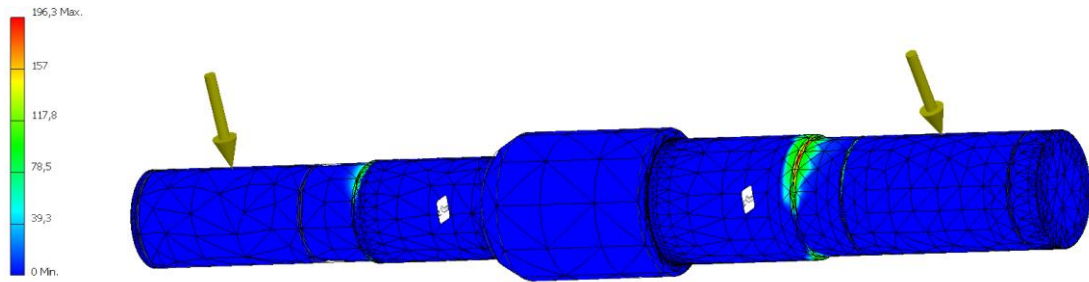
Obrázek 30 - Okrajové podmínky



Obrázek 31 - Pohled síť

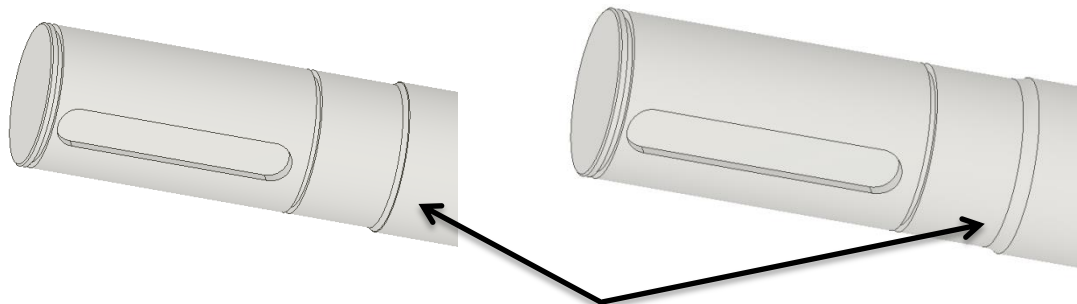
## 6.2 Výsledky analýzy

Po spuštění simulace nám program ukáže výsledky analýzy, ze kterých můžeme vyčíst potřebné informace. Maximální napětí Von Mises, známé jako redukované napětí, ukazuje hodnotu 196,3 MPa. Mez únavy pro materiál 12 060 byla vypočtena pomocí [19], kde hodnota je 151,24 MPa. V tuto chvíli by hřídel nevydržela požadovaným kritériím.



Obrázek 32 - Výsledné analýza Von Mises

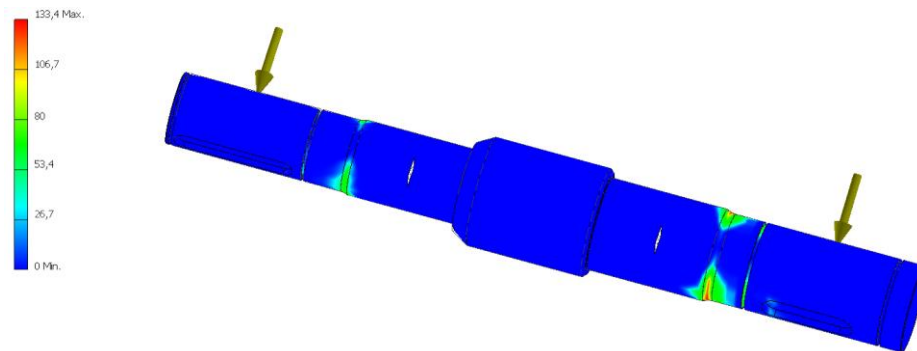
Je nutné udělat několik úprav, které zahrnují zvětšení rádiusu mezi změnou průměru hřídele. Dalšími kritickými faktory mohou být druhy zatěžení, změna průřezu (zápich, osazení nebo závit), svarové spoje, ale i strukturní poruchy.



Obrázek 33 - Úprava hřídele (před úpravou a po úpravě)

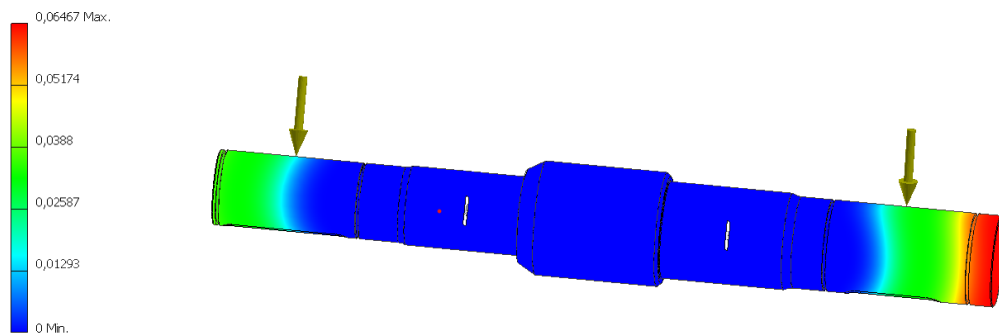
### 6.3 Výsledky analýzy po úpravě

Výsledky analýzy po úpravě už jsou již lepší. Maximální napětí Von mises ukazuje hodnotu 133,4 MPa, která je menší než mez únavy materiálu 151,24 MPa.



Obrázek 34 - Výsledné analýza Von Mises

Hřídel tedy po úpravě vyhovuje a může být použita při konstrukci pohonu.



Obrázek 35 - Deformace hřídele

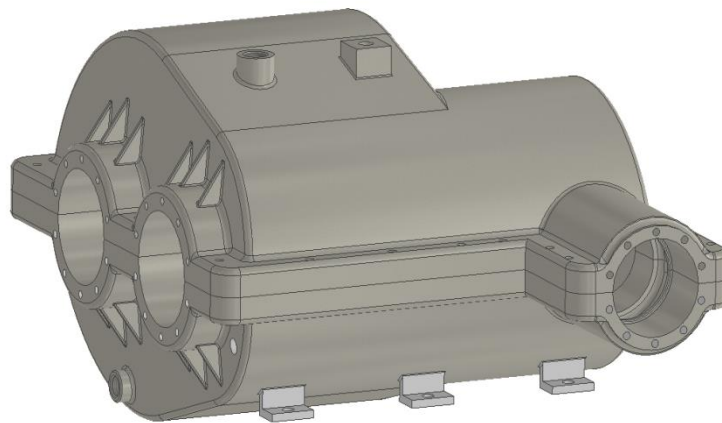
## 7 Návrh převodové skříně

Základem správného navrhnutí převodové skříně je určení vhodného způsobu technologického vyrábění a materiálu. V tomto případě se jedná o převodovou skříně vyráběnou technologií odlévání. Bude se tedy dále brát v úvahu určení dělicí roviny, technologických úkosů, tloušťky stěn, zasazení žeber a případně vhodného umístění jader.

Jak je již psáno, volbou je technologie odlévání, která nám umožňuje sériovou výrobu skříně. Materiál na výrobu převodové skříně je volen ČSN 42 2307, tedy litina s kuličkovým grafitem, která disponuje vyšším obsahem uhlíku a křemíku [18]. Křemík v této kombinaci má negativní dopad na převodovou skříně, konkrétně nižší tepelnou vodivost a větší křehkost, nicméně převodové ústrojí nebude sloužit k použití, kde by docházelo k rázům.

Konstrukce zahrnovala určení dělicí roviny, která byla navržena tak, aby se model dal snadno vyjímat z formy. Technologické úkosy jsou voleny kolmo na dělicí rovinu pod úhlem 5°, tloušťka stěny je navržena tak, aby nedocházelo ke tvoření dutin, tedy 6-7 mm, místa v nichž se nachází ložiska, byla opatřena širší stěnou pro větší tuhost skříně, a také podpořena žebry, které mají tloušťku 4 mm. V odlitku je použito jedno jádro, které slouží pro dosažení maximálního mazání stroje.

Skříně je modelovaná tak, aby horní i dolní část byla stejná pro snazší technologii odlévání. Po odlití jsou obě části upraveny do finální podoby viz *Obr. 36*. Skříně je sešroubována k sobě pomocí šroubů M6. Do jednotlivých částí jsou navařeny otvory pro nalití a odtékání oleje, stojny a závěsný šroub.



Obrázek 36 - Kompletní převodová skříně



## 8 Ekonomické zhodnocení

Konstrukce vlastního převodového zařízení je velice drahá věc. Musí se dbát na nespočet věcí, které jsou ve výsledné ceně zahrnuty. V dnešní době je velice důležité dbát důraz na co nejlepší, ale i nejlevnější provedení. Je potřeba, aby se použité komponenty daly rozdělit do dvou skupin, na vyrobené díly a nakupované díly. Nakupované, normalizované díly se dají sehnat u většiny dodavatelů za konkurenční ceny, patří sem především všechny normalizované díly, motory, spojky, řetězové převody, ložiska a v neposlední řadě linární pohon, který je v této práci využit. Druhou skupinou jsou vyrobené díly, které prošly konvenčním či nekonvenčním způsobem výroby. Patří sem převážně hřídele, ozubená kola, distanční kroužky a hlavně převodová skříň.

Většina nakupovaných dílů byla porovnáována a následně byla vybrána nejnižší pořizovací cena. Cena hřídelů je odhadovaná cena z důvodů složitosti hřídelů, celkové době strávené na výrobě a ceně strojního času.

Součást	Počet kusů	Cena [Kč]
Ozubená kola	8	20000
Ložiska	8	18 035
Elektromotor 7,5 kW, 720 ot./min	1	17 767
Hřídele	5	15000
Rám	-	7560
Řetězový převod	1	7553
Lineární pohon	1	6727
Synchronní spojka	1	4863
Kotoučová spojka	1	4500
Normalizované součásti	-	3236
<b>Celkem</b>		<b>105241</b>

Tabulka 46 - Tabulka odhadované ceny

Do celkové ceny nebyly započteny dvě položky, a to skříň a buben pohonu, které by mohly rozhodnout o celkové finanční náročnosti pohonu.

## 9 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout pohon pásového dopravníku pro přepravu zásilek ve skladu dle zadaných parametrů.

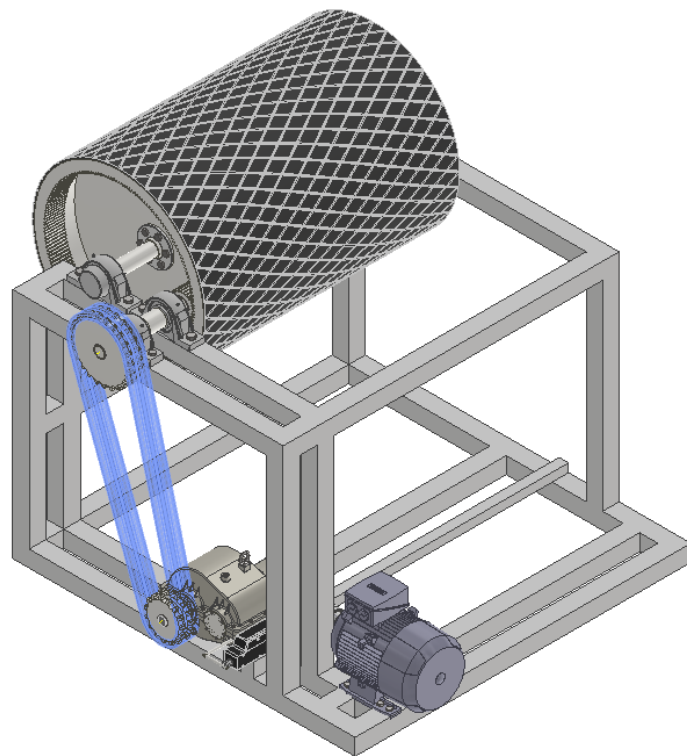
V první části práce byla stručně popsána historie, vývoj a konstrukce dopravního zařízení. Bylo popsáno rozdělení pohonů a blíže rozebrány nejběžnější pohony dopravních zařízení.

Druhá část se zabývá návrhem pohonu. Začíná se návrhem elektromotoru s výkonem, u kterého se musely zohlednit ztráty. Dále bylo zapotřebí načrtnout kinematické schéma s rozložením prvků pohonu, rozložení pohonů, hřídelí a ložisek v převodové skříně. Následovala volba převodových poměrů, výpočet otáček a krouticích momentů, u kterých také byly zohledněny ztráty. Výpočtová část spočívala v návržení ozubených kol. Tato práce obsahuje kuželové soukolí se šikmými zuby pro plynulejší a tišší chod. Dvě čelní soukolí se šikmými zuby, jeden řetězový převod a jeden přidružený převod pro dosažení potřebného převodového poměru. Cílem pohonu mimo jiné byla možnost redukce otáček na polovinu během chodu stroje. Toho je docíleno pomocí synchronní spojky, mezi prvním a druhým pastorkem na druhé hřídeli, řadící páky a lineárního pohonu, který zajišťuje přesun z prvního na druhý převodový stupeň. Lineární pohon je volen značky LINAK LA14. Pokračovalo navrhování hřídelí a ložisek. Hřídele byla vypočtena pomocí vnitřních statických účinků, byla spočtena reakce v ložiskách a ohybový moment vyplývající z následné kontroly všech hřídelí v programu Inventor 2021. Podle ohybového momentu byl dopočítán redukovaný moment, jenž určoval minimální průměr hřídelí. Z reakcí v ložiskách jsou navržena ložiska pro jednotlivé úseky. Převážně je zde pracováno s kuličkovými ložisky, válečkovými ložisky a kvůli přítomnosti přidruženého převodu jsou zde i ložiskové domky. Všechna ložiska mají vyšší trvanlivost než je požadovaná. Pro kontrolu jsou zde vypočtena pera, konkrétně na otláčení a stříh, opět všechna pera vyhovují.

Po následném návržení těchto komponentů se přešlo na modelování potřebných prvků, modelování proběhlo v softwaru Autodesk Inventor 2021. Modely ložisek byly převzaty z katalogu firmy SKF. Šrouby a normalizované díly se braly z knihovny Inventoru. Po kompletním složení všech prvků dohromady se přešlo na modelování skříně. Převodová skříně byla vymodelována podle potřebných technologických náležitostí pro správné odlití. Skříně obsahuje dvě totožné skořepiny, které se následně spojí spojovacími prvky.

Ke konci práce je zde ukázána metoda konečných prvků nejzatíženější hřídele. V první části analýzy nevyšel výpočet, proto následovalo upravení vrubových úseků hřídele, které tyto výpočty ovlivňovaly. Následný výpočet, s upravenou hřídelí, byl úspěšný a celkové napětí se snížilo o necelých 66 MPa.

V práci bylo vyhotoveno ekonomické zhodnocení konstrukce, bez bubnu a převodové skříně, a byla zjištěna celková cena pohonu.



*Obrázek 37 – Model celého pohonu*

## Seznam literatury

- [1] The World's Longest Conveyor Belt System. *G/O Media, Inc.* [online]. [cit. 2022-03-01]. Dostupné z: <https://gizmodo.com/the-worlds-longest-conveyor-belt-system-can-be-seen-fro-1566742063>
- [2] Conveyor belt technique desing and calculation. *Dunlop-Enerka* [online]. [cit. 2022-03-01]. Dostupné z: <https://vdocuments.mx/reader/full/belt-conveyor-design-dunlop-558454eadcaef>
- [3] Trubkový dopravní pás. [online]. Dostupné z: <https://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=8306096>
- [4] Podvěsný dopravník. [online]. Dostupné z: <https://strand.cz/produkty/podvesny-dopravnik-pohaneny/>
- [5] STEHLÍK, Jaroslav. *Dopravníky*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004. ISBN 80-7083-888-4.
- [6] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [7] Dopravníkové pásy. *Dopravníkové pásy*. [online]. Dostupné z: <https://www.jvmmetal.cz/dopravnikove-pasy/>
- [8] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [9] POKORNÝ, Jaroslav. *Elektromotor v průmyslu*. 1. vyd. Praha: Elektrotechnický svaz československý, 1943.
- [10] Asynchronní motor. *Asynchronní motor*. [online]. [cit. 2022-04-24]. Dostupné z: <http://versar.ru/jak-pripojit-trifazovy-elektromotor-na-sit-220-v/>
- [11] Elektrobuben. *Elektrobuben*. [online]. [cit. 2022-04-24]. Dostupné z: [http://www.achenbach.cz/bubnove\\_elektropohony](http://www.achenbach.cz/bubnove_elektropohony)
- [12] Elektromotor 1LC160L-8. *Elektromotor 1LC160L-8*. [online]. [cit. 2022-04-24]. Dostupné z: <https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-7-5kw-720ot-1lc160l-8/>
- [13] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [14] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
- [15] Ložiska. *Rolling bearings* [online] SKF [cit. 2022-05-15] Dostupné z : [https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000\\_1-CS\\_tcm\\_54-121486.pdf#cid-121486](https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486)

- [16] Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. [online]. Liberec: Doc. Ing. Miroslav Bureš, CSc. [cit. 2022-05-15] Dostupné z: [http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Navrh\\_a\\_pevnostni\\_vypocet\\_ozubenych\\_kol.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf)
- [17] Lineární pohon. *Lineární pohon*. [online]. [cit. 2022-05-15] . Dostupné z : <https://www.linak.cz/produkty/line%C3%A1rn%C3%AD-pohony/la12/#/datasheet>
- [18] SKOČOVSKÝ, Petr; PODRÁBSKÝ, Tomáš . *Grafické liatiny*. 1.vydanie. Žilina : Edis, 2005. 168 s. ISBN 80-8070-390-6
- [19] Dynamická pevnost a životnost. *Dynamická pevnost a životnost*. [online]. FS ČVUT: M., Růžička, J., Jurenka, Z., Hrubý [cit. 2022-05-23]. Dostupné z: [http://mechanika.fs.cvut.cz/content/files/DPZ/DPZ\\_2015\\_Hru01.pdf](http://mechanika.fs.cvut.cz/content/files/DPZ/DPZ_2015_Hru01.pdf)

## Seznam tabulek

Tabulka 1 – Zadané hodnoty.....	17
Tabulka 2 – Kuželové soukolí se šikmými zuby.....	32
Tabulka 3 - Koeficienty pro kuželové soukolí se šikmými zuby .....	33
Tabulka 4 – Koeficienty pro pevnostní kontrolu ozubení.....	36
Tabulka 5 – Čelní soukolí se šikmými zuby .....	39
Tabulka 6 - Koeficienty pro čelní soukolí se šikmými zuby.....	40
Tabulka 7 - Koeficienty pro pevnostní kontrolu ozubení .....	43
Tabulka 8 – Čelní soukolí se šikmými zuby .....	46
Tabulka 9 - Koeficienty pro čelní soukolí se šikmými zuby s redukcí na polovinu .....	46
Tabulka 10 - Přehled výsledných hodnot návrhovaného výpočtu .....	47
Tabulka 11 - Přehled výsledných hodnot návrhovaného výpočtu .....	48
Tabulka 12 - Koeficienty pro pevnostní kontrolu ozubení s redukcí na polovinu .....	48
Tabulka 13 - Přehled výsledných hodnot pevnostní kontroly ozubení .....	49
Tabulka 14 - Čelní soukolí s přímými zuby.....	50
Tabulka 15 - Koeficienty pro čelní soukolí s přímými zuby.....	50
Tabulka 16 - Přehled výsledných hodnot návrhovaného výpočtu .....	51
Tabulka 17 - Přehled výsledných hodnot návrhovaného výpočtu .....	51
Tabulka 18 - Koeficienty pro pevnostní kontrolu ozubení .....	52
Tabulka 19 - Přehled výsledných hodnot pevnostní kontroly ozubení .....	53
Tabulka 20 - Přehled parametrů dvouřadého řetězu 20B-2 .....	54
Tabulka 21 - Rozměry a hodnoty sil.....	58
Tabulka 22 - Přehled pevností a dovolených napětí dle [13].....	59
Tabulka 23 – Rozměry a hodnoty sil .....	61
Tabulka 24 - Výsledné hodnoty reakcí pro hřídel bez i s redukcí.....	62
Tabulka 25 – Přehled pevností a dovolených napětí dle [13] .....	63
Tabulka 26 - Výsledné hodnoty návrhu hřídele bez i s redukcí.....	63
Tabulka 27 - Rozměry a hodnoty sil.....	65
Tabulka 28 - Výsledné hodnoty reakcí pro hřídel bez i s redukcí.....	66
Tabulka 29 - Přehled pevností a dovolených napětí dle [13].....	66
Tabulka 30 - Výsledné hodnoty návrhu hřídele bez i s redukcí.....	66
Tabulka 31 - Rozměry a hodnoty sil.....	68
Tabulka 32 - Výsledné hodnoty reakcí pro hřídel bez i s redukcí.....	69
Tabulka 33 - Přehled pevností a dovolených napětí dle [13].....	69
Tabulka 34 - Výsledné hodnoty návrhu hřídele bez i s redukcí.....	69
Tabulka 35 - Přehled parametrů ložiska NU 2305 ECP od výrobce [15] .....	70
Tabulka 36 - Přehled parametrů ložiska 6307 od výrobce [15] .....	71
Tabulka 37 - Přehled hodnot z tabulek [13].....	71
Tabulka 38 - Přehled parametrů ložiska 6307 od výrobce [15] .....	72
Tabulka 39 - Přehled hodnot z tabulek [13].....	73
Tabulka 40 - Přehled hodnot z tabulek [13].....	73
Tabulka 41 - Přehled navrhovaných ložisek .....	74
Tabulka 42 - Přehled hodnot pro průměr hřídele 22-30 mm.....	75
Tabulka 43 - Přehled hodnot pro průměr hřídele 22-30 mm.....	75
Tabulka 44 - Návrh per pod ozubená nebo řetězová kola.....	76
Tabulka 45 - Přehled pevností a dovolených napětí dle [13].....	77
Tabulka 46 - Tabulka odhadované ceny .....	81

## Seznam obrázků

Obrázek 1 – Schéma trubkového dopravníku [3].....	19
Obrázek 2 – Podvěsný dopravník [4].....	20
Obrázek 3 – Dopravní pás s profilem a vlnovcem [7] .....	21
Obrázek 4 – Dopravní pás hladký [7] .....	21
Obrázek 5 – Schéma pásového dopravníku s gravitačním napínacím zařízením .....	22
Obrázek 6 – Schéma šikmého pásového dopravníku.....	23
Obrázek 7 – Třífázový asynchronní motor v řezu [10].....	25
Obrázek 8 – Elektrobuben [11].....	26
Obrázek 9 – Kinematické schéma převodového ústrojí.....	27
Obrázek 10 – Elektromotor VyboElectric 1LC160L-8 [12] .....	27
Obrázek 11 – Mechanismus řazení .....	28
Obrázek 12 - Náčrt hřídele s reakcemi a silami .....	57
Obrázek 13 - Zatížení hřídele v programu Inventor 2021.....	57
Obrázek 14 - Ohyb hřídele v programu Inventor 2021 .....	57
Obrázek 15 - Náčrt hřídele s reakcemi a silami .....	60
Obrázek 16 - Zatížení hřídele 2 bez redukce v programu Inventor 2021.....	60
Obrázek 17 - Ohyb hřídele 2 bez redukce v programu Inventor 2021 .....	60
Obrázek 18 - Zatížení hřídele 2 s redukcí v programu Inventor 2021 .....	61
Obrázek 19 - Ohyb hřídele 2 s redukcí v programu Inventor 2021 .....	61
Obrázek 20 - Náčrt hřídele s reakcemi a silami .....	63
Obrázek 21 - Zatížení hřídele 3 bez redukce v programu Inventor 2021.....	64
Obrázek 22 - Ohyb hřídele 3 bez redukce v programu Inventor 2021 .....	64
Obrázek 23 - Zatížení hřídele 3 s redukcí v programu Inventor 2021 .....	64
Obrázek 24 - Ohyb hřídele 3 s redukcí v programu Inventor 2021 .....	65
Obrázek 25 - Náčrt hřídele s reakcemi a silami .....	67
Obrázek 26 - Zatížení hřídele 4 bez redukce v programu Inventor 2021.....	67
Obrázek 27 - Ohyb hřídele 4 bez redukce v programu Inventor 2021 .....	67
Obrázek 28 - Zatížení hřídele 4 s redukcí v programu Inventor 2021 .....	68
Obrázek 29 - Ohyb hřídele 4 s redukcí v programu Inventor 2021 .....	68
Obrázek 30 - Okrajové podmínky.....	77
Obrázek 31 - Pohled sítě .....	77
Obrázek 32 - Výsledné analýza Von Mises .....	78
Obrázek 33 - Úprava hřídele.....	78
Obrázek 34 - Výsledné analýza Von Mises .....	79
Obrázek 35 - Deformace hřídele .....	79
Obrázek 36 - Kompletní převodová skříň.....	80
Obrázek 37 – Model celého pohonu .....	83

## **Seznam příloh**

Příloha 1: Výkres sestavy pohonu (BP\_01)

Příloha 2: Výkres sestavy převodovky (BP\_01\_01)

Příloha 3: Výrobní výkres hřídele (BP\_01\_02)

Příloha 4: Výrobní výkres víka (BP\_01\_03)

Příloha 5: Výrobní výkres ozubeného pastorku (BP\_01\_04)

Příloha 6: Výrobní výkres ozubeného kola (BP\_01\_05)

Příloha 7: Kusovník 1 (BP\_01)

Příloha 8: Kusovník 2 (BP\_01\_01\_1)

Příloha 9: Kusovník 3 (BP\_01\_01\_2)