



Pohon pásového dopravníku pro dopravu sypkých materiálů v povrchovém dole.

Bakalářská práce

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Strojní inženýrství

Autor práce:

Ondřej Moravec

Vedoucí práce:

doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů





Zadání bakalářské práce

Pohon pásového dopravníku pro dopravu sypkých materiálů v povrchovém dole.

Jméno a příjmení: **Ondřej Moravec**
Osobní číslo: S17000085
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávací katedra: Katedra částí a mechanismů strojů
Akademický rok: **2019/2020**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte kompletní pohonný systém pásového dopravníku o výkonu 13 kW a výstupních otáčkách 230 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 úchylky 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:

12. února 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

12. srpna 2021

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2020

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.

16. července 2020

Ondřej Moravec

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou konstrukce pohonného systému pásového dopravníku pro dopravu sypkého materiálu v povrchovém dole. Systém je poháněn elektromotorem. Kroutící moment z motoru je přenášen přes spojku do dvojstupňové převodovky s možností redukce na polovinu otáček. Posledním převodem je řetězové soukolí, za kterým je hnaný buben dopravníku. Konstrukce je uložena na svařovaném rámu.

Jsou provedeny výpočty převodovky, modely celého systému, technická dokumentace převodovky a vybraných součástí. Hřídele jsou kontrolovány metodou konečných prvků. V závěru práce je ekonomické zhodnocení konstrukce.

Klíčová slova

dopravník, převodovka, rám, hřídele, ložiska, ozubená kola

Abstract

This bachelor thesis is dealing with the problem of constructing belt conveyor drives for conveying loose materials in a surface mine. The system is driven by an electric motor. Torques from the motor are transmitted through a clutch to a two-speed gearbox with the possibility of reduction to half rpm. The last gear is a chain gear, behind which the conveyor drum is driven. The construction is mounted on a welded frame.

Calculations of the gearbox are done. Models of the whole system, technical documentation of gearbox and selected items are included. Shafts are checked by the Finite Element Method. At the end of the work the whole construction is economically evaluated.

Key words

conveyor, gearbox, frame, shafts, bearings, gears

Obsah

1	Cíl práce	15
2	Dopravníky.....	15
2.1	Rozdělení dopravníků	16
2.1.1	Pásové dopravníky	16
2.1.2	Podvěsné dopravníky	17
2.1.3	Korečkové dopravníky	17
2.1.4	Šnekové dopravníky.....	18
2.1.5	Válečkové dopravníky	18
3	Vlastní návrh pohonného systému	19
3.1	Výběr motoru	19
3.2	Volba spojky	20
3.3	Řazení.....	21
3.4	Řešení převodovky.....	22
3.5	Návrh převodových poměrů.....	22
3.5.1	Krouticí momenty a otáčky hřídelů.....	24
3.5.2	Kuželové soukolí.....	25
3.5.3	Čelní soukolí – redukovaný provoz	33
3.5.4	Čelní soukolí – běžný provoz.....	39
3.5.5	Řetězové soukolí	46
3.5.6	Výpočet hřídelů.....	51
3.5.7	Návrh ložisek	65
3.5.8	Návrhy spojů hřídele a ozubených kol.....	70
4	Návrh převodové skříně	72
5	Návrh rámu	73
6	Kontrola hřídelů metodou konečných prvků.....	74
7	Ekonomické zhodnocení	75
8	Závěr	76

Seznam obrázků

Obrázek 1:	Pásový pojízdný dopravník [2]	16
Obrázek 2:	Podvěsný dopravník [3]	17
Obrázek 3:	Korečkový dopravník [5]	17
Obrázek 4:	Šnekový dopravník [7]	18
Obrázek 5:	Trať válečkového dopravníku [8]	18
Obrázek 6:	Schéma pohonného systému	19
Obrázek 7:	Třecí lamelová spojka typu ELK [9]	20
Obrázek 8:	Automobilová synchronizační spojka [11]	21
Obrázek 9:	Schéma převodovky	22
Obrázek 10:	Vstupní hřídel	52
Obrázek 11:	Předlohová hřídel při zapojení soukolí 3–4 (redukovaný provoz)	55
Obrázek 12:	Předlohová hřídel při zapojení soukolí 5–6 (běžný provoz)	57
Obrázek 13:	Výstupní hřídel při zapojení soukolí 3–4 (redukovaný provoz)	60
Obrázek 14:	Výstupní hřídel při zapojení soukolí 5–6 (běžný provoz)	63
Obrázek 15:	Model převodové skříně – přední a zadní pohled	73
Obrázek 16:	Svařovaný rám	73
Obrázek 17:	Analýza napětí metodou konečných prvků – vstupní hřídel	74
Obrázek 18:	Analýza deformace metodou konečných prvků – vstupní hřídel	75
Obrázek 19:	Sestava převodovky	77
Obrázek 20:	Sestava pohonného systému	77

Seznam tabulek

Tabulka 1:	Zadané parametry	15
Tabulka 2:	Materiály kuželových kol 1–2	25
Tabulka 3:	Zvolené parametry kuželových kol 1–2	25
Tabulka 4:	Parametry pro určení modulu z dotyku [12]	25
Tabulka 5:	Parametry pro výpočet kontroly v dotyku [22]	30
Tabulka 6:	Parametry pro výpočet kontroly v ohybu [22]	32
Tabulka 7:	Materiály čelních kol 3–4	33
Tabulka 8:	Zvolené parametry čelních kol 3–4	33
Tabulka 9:	Parametry pro určení modulu z dotyku [12]	33

Tabulka 10:	Parametry pro výpočet kontroly v dotyku [22]	37
Tabulka 11:	Parametry pro výpočet kontroly v ohybu [22]	38
Tabulka 12:	Zvolené parametry čelních kol 5–6.....	39
Tabulka 13:	Materiály čelních kol 5–6.....	40
Tabulka 14:	Parametry pro určení modulu z dotyku [12]	40
Tabulka 15:	Parametry pro výpočet kontroly v dotyku [22]	44
Tabulka 16:	Parametry pro výpočet kontroly v ohybu [22]	45
Tabulka 17:	Provozní součinitele výkonu řetězového převodu	46
Tabulka 18:	Základní parametry řetězového soukolí [13]	47
Tabulka 19:	Materiálové parametry všech hřídelů.....	51
Tabulka 20:	Rozměry vstupní hřídele	51
Tabulka 21:	Rozměry předlohové hřídele	54
Tabulka 22:	Rozměry výstupní hřídele	61
Tabulka 23:	Parametry ložiska SKF 7308 BECBY	65
Tabulka 24:	Parametry ložiska SKF 7306 BEGAP.....	66
Tabulka 25:	Parametry ložiska SKF 7307 BECBY	67
Tabulka 26:	Parametry ložiska SKF 7209 BECBY	68
Tabulka 27:	Rozměry drážky pro pero 8x7.....	70
Tabulka 28:	Rozměry drážky pro pero 12x8.....	71
Tabulka 29:	Rozměry drážky pro pero 14x9.....	71
Tabulka 30:	Cenový odhad všech položek.....	76

Seznam grafů

Graf 1:	Průběh ohybového momentu – vstupní hřídel.....	52
Graf 2:	Průběh ohybového momentu na předlohové hřídeli – redukováný provoz..	55
Graf 3:	Průběh ohybového momentu na předlohové hřídeli – běžný provoz.....	57
Graf 4:	Průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli – redukováný provoz.....	60
Graf 5:	Průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli – běžný provoz	63

Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka	Název	Jednotka
α	úhel opásání řetězového kola	[°]
α_n	záběrový úhel v normálové rovině	[°]
α_{nm}	záběrový úhel v normálové rovině na středním průměru	[°]
α_t	záběrový úhel v tečné rovině	[°]
α_{vt}	korigovaný záběrový úhel v tečné rovině	[°]
β	úhel sklonu zubů	[°]
β_m	úhel sklonu zubů na středním průměru	[°]
δ	poloviční vrcholový úhel roztečných kuželů	[°]
δ	Nerovnoměrnost chodu řetězu	[%]
ε	součinitel trvání záběru	[-]
ε_α	součinitel trvání záběru alpha	[-]
ε_β	součinitel trvání záběru beta	[-]
η	účinnost	[%]
λ	součinitel tření řetězu	[-]
τ_{Kmax}	maximální skutečné napětí v krutu	[MPa]
φ	úhel jednoho zubu na řetězovém kole	[°]
ψ_L	šířkový poměr vztažený na povrch roztečného kužele	[-]
ψ_m	šířkový poměr vztažený na modul	[-]
ω	úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
σ_{Flim}	mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{Fmax}	největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením tečné síly	[MPa]
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu	[MPa]
σ_{FPmax}	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení tečnou silou	[MPa]
σ_{FSt}	pevnost v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_H	napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě	[MPa]
σ_{Hlim}	mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{Hmax}	největší napětí v dotyku vzniklé působením tečné síly	[MPa]
σ_{HO}	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
σ_{HP}	přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)	[MPa]

σ_{HPmax}	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení tečnou silou	[MPa]
σ_{omax}	maximální skutečné napětí v ohybu	[MPa]
a	osová vzdálenost	[mm]
a'_n	osová vzdálenost náhradních kol	[mm]
a_v	provozní osová vzdálenost	[mm]
b	šířka ozubení	[mm]
b	šířka pera	[mm]
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
C_0	statická únosnost ložiska	[N]
d	roztečná kružnice	[mm]
d_a	průměr hlavové kružnice	[mm]
d_{ae}	průměr hlavové vnější kružnice	[mm]
d_b	průměr základní kružnice	[mm]
d_{be}	průměr základní vnější kružnice	[mm]
d_e	průměr roztečné vnější kružnice	[mm]
d_f	průměr patní kružnice	[mm]
d_{fe}	průměr patní vnější kružnice	[mm]
d_m	průměr střední roztečné kružnice	[mm]
d_n	průměr roztečné kružnice náhradního kuželového kola se šikmými zuby	[mm]
d'_n	průměr roztečné kružnice náhradního kola se šikmými zuby	[mm]
d_{na}	průměr hlavové kružnice náhradního kuželového kola se šikmými zuby	[mm]
d_{nb}	průměr základní kružnice náhradního kuželového kola se šikmými zuby	[mm]
e	poměrový součinitel ložiska	[-]
F	obvodová síla řetězu	[N]
F_a	axiální složka normálové síly	[N]
f_F	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení z ohybu	[-]
f_H	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení z dotyku	[-]
F_N	normálová síla	[N]
F_r	radiální složka normálové síly	[N]
F_t	tečná síla	[N]

F_v	síla v tažné větvi řetězu	[N]
F_{vC}	odstředivá síla řetězu	[N]
h	výška zubu	[mm]
h	výška pera	[mm]
h_a	výška hlavy zubu	[mm]
h_{ae}	výška hlavy zubu vnějšího doplňkového kužele	[mm]
h_e	výška zubu vnějšího doplňkového kužele	[mm]
h_f	výška paty zubu	[mm]
h_{fe}	výška paty zubu vnějšího doplňkového kužele	[mm]
i	převodový poměr	[-]
j	počet článků řetězu	[-]
J_{HV}	tvrdost jádra	[HV]
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci	[-]
k_C	celková bezpečnost	[-]
k_d	dynamická bezpečnost řetězu proti přetržení	[-]
K_F	součinitel přídatných zatížení (pro výpočet na ohyb)	[-]
K_{Fv}	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)	[-]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)	[-]
K_H	součinitel přídatných zatížení (pro výpočet na dotyk)	[-]
K_{Hv}	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na dotyk)	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)	[-]
k_K	bezpečnost v krutu	[-]
k_O	bezpečnost v ohybu	[-]
k_s	statická bezpečnost řetězu proti přetržení	[-]
L	délka řetězu	[mm]

l	délka pera	[mm]
L_h	trvanlivost ložiska	[hod]
M	kroutící moment	[Nm]
m_n	normálový modul	[mm]
m_{nm}	normálový střední modul	[mm]
M_o	ohybový moment	[Nm]
m_t	tečný modul	[mm]
m_{te}	tečný vnější modul	[mm]
m_{tm}	tečný střední modul	[mm]
n	otáčky za minutu	[min ⁻¹]
P	výkon	[kW]
P	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
p	exponent rovnice trvanlivosti ložiska	[-]
p_D	dovolený tlak	[MPa]
p_n	rozteč normálová	[mm]
p_{nb}	základní rozteč normálová	[mm]
P_{sk}	skutečný výkon	[kW]
p_t	rozteč tečná	[mm]
p_{tb}	základní rozteč tečná	[mm]
p_{tm}	rozteč tečná na středním průměru	[mm]
p_{tmb}	základní rozteč tečná na středním průměru	[mm]
r	poloměr roztečné kružnice	[mm]
R	radiální síla (reakční síla ložiska)	[N]
Re	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	[-]
v	obvodová rychlost	[m.s ⁻¹]
V_{HV}	tvrdost boku zubů	[HV]
$v_{y\max}$	maximální rychlost řetězu v tažné větvi	[m.s ⁻¹]
$v_{y\min}$	minimální rychlost řetězu v tažné větvi	[m.s ⁻¹]

x	korekce ozubení	[mm]
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_{β}	součinitel sklonu zubu	[-]
Y_{ε}	součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)	[-]
z	počet zubů	[-]
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálů (spoluzabírajících ozubených kol)	[-]
Z_H	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[-]
z_n	počet zubů náhradního kuželového kola se šikmými zuby	[-]
z'_n	počet zubů náhradního kola se šikmými zuby	[-]
Z_R	součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	[-]
z_z	počet zubů v záběru řetězu	[-]
Z_{ε}	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	[-]

Úvod

Dopravníky se používají v celé řadě výrobních procesů. Nahrazují fyzickou práci všude, kam je potřeba dopravit materiál. Využívají se pro těžební průmysl, výrobní linky, potravinářský průmysl nebo mohou sloužit i pro přepravu osob, například v obchodních centrech. Všechny tyto dopravníky je nutno pohánět motorem. Samotný motor ale není vhodný, a proto se konstruují pohonné systémy s převodovkou.

Pomocí převodovky transformujeme parametry výkonu dle naší potřeby. Lze také vytvořit vícestupňové převodovky, díky kterým jsme schopni měnit konkrétní parametry v pracovním provozu.

Konstrukce pohonného systému je složitý proces, kde není přesně dané právě jedno nejlepší řešení. Je potřeba hledět na spoustu důsledků, které naše volba přinese, a umět vybrat právě tu nejvhodnější. Je nutné hledět na funkci a provoz, v němž bude daný systém sloužit. Správná konstrukce zajistí spolehlivost, bezpečnost, ale musí být levná a v praxi vyzkoušená. Dobrého konstruktéra dělají hlavně zkušenosti, měl by mít povědomí o široké škále výrobních technologií a strojních zařízení, které se v praxi vyskytují a používají.

S konstrukcí nám pomáhá spousta softwarů, ať už se jedná o CAD programy pro modelování a tvorbu výkresové dokumentace, nebo výpočetní programy, které dokáží počítat a simulovat zatížení, deformaci a spoustu dalších fyzikálních vlastností. Umět je používat je zásadní, protože v dnešní době se bez nich neobejdeme. Musíme jim také rozumět a vědět, v čem dělají chyby, případně se obejít i bez nich.

1 Cíl práce

Cílem práce je navrhnout kompletní pohonný systém pásového dopravníku s možností redukce rychlosti na polovinu. Je nutno vybrat motor a spojku pohonného systému a navrhnout a vypočítat převodovku. Převodovka musí transformovat parametry, aby bylo dosaženo zadaných otáček dopravníku. Řadící mechanismus by měl být navržen tak, aby byl vhodný pro řazení za běhu pohonného systému. Proveďte se kontrola všech ozubených i řetězových soukolí. Dále je třeba navrhnout všechny hřídele a zkontrolovat je metodou konečných prvků; zvolit taková ložiska, aby měla minimální trvanlivost 8 000 hodin; vypočítat spoje mezi hřídeli a ozubenými koly; vytvořit 3D modely celé převodovky i s převodovou skříní, která by měla umožňovat bezpečný plynulý provoz, napouštění a vypouštění oleje. Také je zapotřebí zajistit dobrý odvod tepla.

Následně se celý pohonný systém umístí na vhodně navržený svařovaný rám. Vytvoří se výkresová dokumentace vybraných součástí převodovky a výkres sestavy celé převodovky. V závěru je třeba celý pohonný systém ekonomicky vyhodnotit. Celý konstrukční návrh by měl zohledňovat jednoduchost výroby i montáže a měl by být pokud možno co nejlevnější.

Tabulka 1: Zadané parametry

Výstupní výkon	$P = 13$	[kW]
Výstupní otáčky	$n_4 = 230$	[ot/min]
Redukované otáčky	$n_{4-red} = 115$	[ot/min]

2 Dopravníky

Dopravní zařízení se používají v mnoha výrobních závodech k dopravě materiálů, polotovarů nebo výrobků. Slouží nám ke zrychlení výrobního procesu a usnadnění práce. Materiál, který přemísťují, může být sypký, tekutý, polotekutý a kusový. Dle požadavků na přepravu a z hlediska funkce se rozdělují na určité typy. [1]

2.1 Rozdělení dopravníků

Dopravníky můžeme rozdělit dle principu práce:

- dopravníky s tažným elementem (pásové, článkové, okružní vozíkové, podvěsné, korečkové, pohyblivé schodiště),
- dopravníky bez tažného elementu (šnekové, paletovací vozíky, válečkové).

2.1.1 Pásové dopravníky

Pásové dopravníky se používají nejčastěji na přepravu sypkých či polotekutých hmot. Hlavními částmi tohoto dopravníku jsou nosná konstrukce, dopravní pás, hnací a hnaný buben. Dopravní pás je většinou pryžový s textilní nosnou kostrou. Hnací ústrojí bývá tvořeno elektromotorem, spojkou, brzdou a převodovkou. Šířka pásů se pohybuje běžně od 400 mm do 2 400 mm. Dopravní pás je tažen na volně se otáčejících válečkách, díky kterým nedochází k prohnutí pásu. Profil pásu může být rovný, nebo korýtkový. Rychlost pásu se pohybuje nejčastěji v rozmezí od 0,5–5 m/s. [1]

Pokud je potřeba dosahovat větších dopravních vzdáleností, může se pomocí více dopravníků zařazených za sebou sestavit trať, dlouhá až několik kilometrů. Ta se používá často například v hlubinných dolech.

Můžeme je rozdělit na:

- přenosné a pojízdné,
- stabilní.



Obrázek 1: Pásový pojízdný dopravník [2]

2.1.2 Podvěsné dopravníky

Podvěsné dopravníky se používají při hromadné a plynulé výrobě, a to pro výrobky téměř jakéhokoliv tvaru. Hlavním konstrukčním prvkem jsou vozíky tažené řetězem po dráze, která se může měnit jak vertikálně, tak horizontálně a tvoří uzavřený okruh. Výhodou těchto dopravníků je, že nezabírají prostor na podlahové ploše pod sebou. Využívají se často například pro dopravu automobilových dílů. [1]



Obrázek 2: Podvěsný dopravník [3]

2.1.3 Korečkové dopravníky

Korečkové dopravníky nebo také elevátory jsou určeny k přepravě sypkých materiálů. Lze je použít v technologických procesech, kde plní roli podavače, nebo se používají k plnění zásobníků. Hlavním konstrukčním prvkem je těsný a pevný koreček – nádoba vhodného tvaru, která je spojena s hnacím řetězem, a díky tomu přemísťují sypké materiály nebo výrobky do vyšších poloh. [4]



Obrázek 3: Korečkový dopravník [5]

2.1.4 Šnekové dopravníky

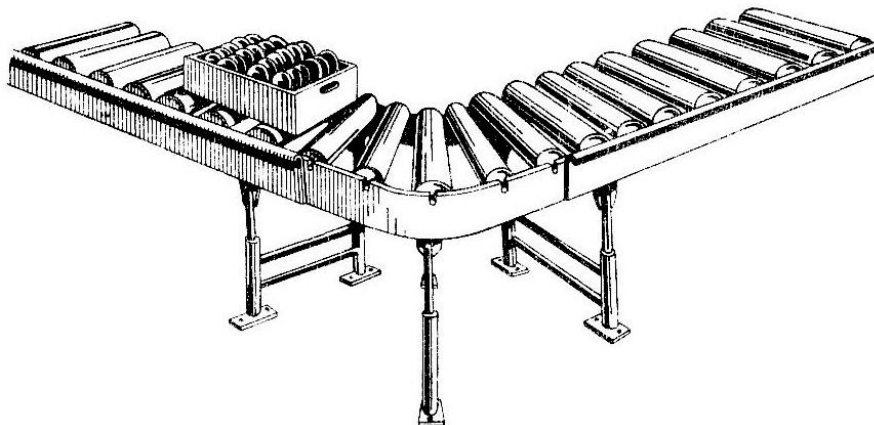
Šnekové dopravníky slouží k dopravě sypkého, granulovaného materiálu v rovině nebo v určitém náklonu. Konstrukčně mohou být uspořádány jako tažné nebo tlačné. Jejich výhodou je nenáročnost na údržbu a bezprašný provoz – díky jejich úplnému zakrytí. Nevýhodou je částečné drcení, otírání nebo lámání materiálu. [6]



Obrázek 4: Šnekový dopravník [7]

2.1.5 Válečkové dopravníky

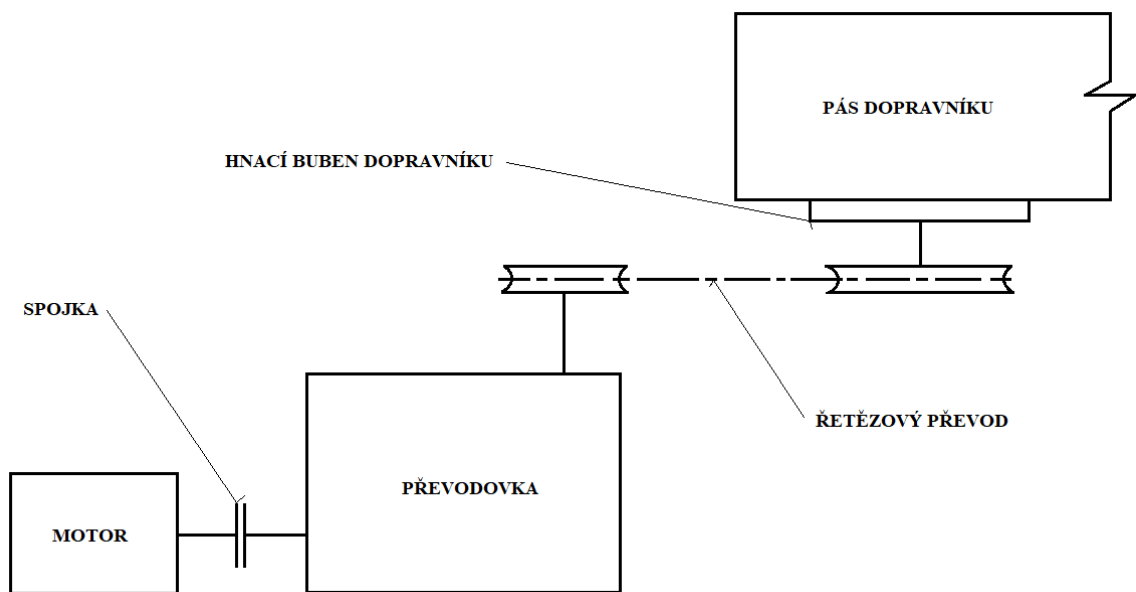
Válečkové dopravníky se skládají do válečkových tratí a dopravují nejčastěji kusové materiály. Válečky jsou uloženy v rámu stroje. Mohou být poháněny ručně, gravitačně nebo motorem přenášené pomocí řetězu a řetězových kol.



Obrázek 5: Trať válečkového dopravníku [8]

3 Vlastní návrh pohonného systému

V této kapitole budeme řešit celkový návrh konstrukce pohonného systému pásového dopravníku. Je třeba, aby pohonná jednotka byla cenově přijatelná, bezpečná a jednoduchá na montáž. Hnací moment je získán pomocí elektromotoru a dále je přenášen spojkou na převodovku, která se skládá ze dvou převodových soukolí. Díky synchronní spojce je možno řadicí pákou volit mezi redukováným a běžným převodem. Za převodovkou se nachází poslední převod jednoduchého řetězového převodu, který dále přenáší krouticí moment do hnacího bubnu dopravníku. Celý pohonný systém je uchycen na svařovaném rámu.



Obrázek 6: Schéma pohonného systému

3.1 Výběr motoru

Je nutné zvolit vhodný typ motoru pro pohon dopravníku. V povrchových dolech není problém vést elektrický proud. Volíme tedy elektromotor, který zaručí stálý provoz bez nutnosti téměř jakékoliv údržby.

Pro správný provoz dopravníku je třeba 13 kW. S ohledem na ztráty, které jsou na motoru, převodovce a řetězovém soukolí, použijeme elektromotor s vyšším výkonem.

Volíme Elektromotor ELK 3EG160L4E s výkonem 15 kW a otáčkami 1 470 ot/min. Jedná se o asynchronní motor s kotvou na krátko, čtyřpólový. Účinnost při stoprocentní zátěži je 92,1 %. Bývá dodáván s patkami, díky nim je možno ho přidělat na rám stroje.

Skutečný výkon motoru při účinnosti $\eta_m = 0,921$ je:

$$P_{sk} = P \cdot \eta_m = 15\,000 \cdot 0,921 = 13\,815\,W$$

3.2 Volba spojky

Spojka je strojní součást, která přenáší krouticí moment z hnacího členu na hnaný člen, v našem případě z motoru na převodovku. Spojky se rozdělují na několik druhů, jedním z hlavních hledisek členění je způsob přenosu momentu.

Pro naši aplikaci je potřeba použít spojku ovládanou, která přeruší tok krouticího momentu v čase, kdy řadíme. Ovládání je možno provést několika způsoby. Pneumatické ani hydraulické ovládání není pro naši aplikaci vhodné, jelikož se žádný z těchto systémů v oblasti povrchového dolu vyskytovat nebude. Spojka by tedy měla být ovládána mechanicky nebo elektricky.

Volíme třecí lamelovou spojku ovládanou elektromagneticky, konkrétně typ ELK 10 od firmy PSP Pohony a.s. – pro použití krouticího momentu až 140 Nm.



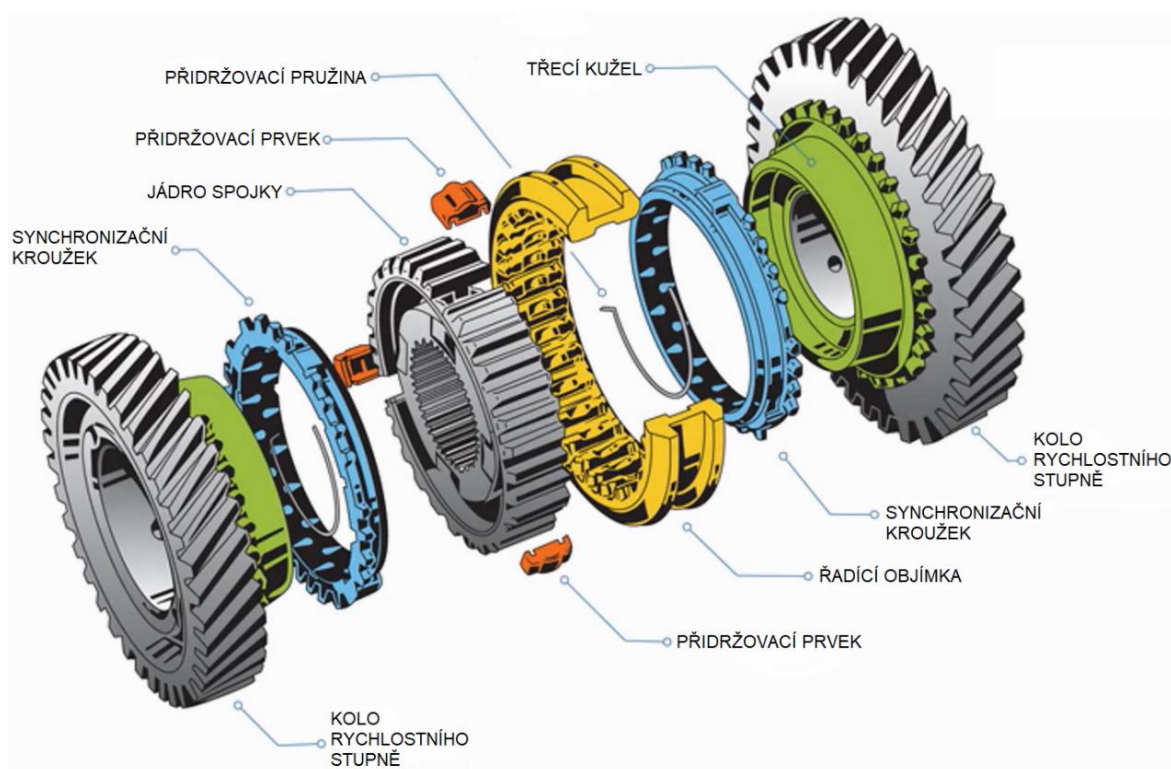
Obrázek 7: Třecí lamelová spojka typu ELK [9]

Třecí lamelová spojka přenáší moment pomocí několika třecích lamel, které jsou opatřeny ze dvou stran obložím ve tvaru mezikruží. [10] Když dojde k dosednutí lamel na sebe, pomocí normálové síly vzniká tření. Pomocí třecí síly vzniká tzv. třecí moment, díky němuž dochází k přenosu krouticího momentu. Lamely jsou svírány a uvolňovány u spojky pomocí elektromagnetu. Přivedením zdroje napětí do budicí cívky dojde

k přitažení kotvové desky k magnetovému tělesu. Pokud do cívky neprochází napětí, je deska odtlačena nazpět odpruženými kolíky na přírubu distančního pouzdra. [9]

3.3 Řazení

Pro možnost dopravníku měnit na druhou pracovní rychlost je nutné realizovat řazení na druhý stupeň převodovky bez zastavení chodu stroje. Aby bylo možné přeřadit mezi jednotlivými ozubenými koly, je nutné použít synchronizační zubovou spojku. Ta se nachází v automobilových převodovkách, a to mezi jednotlivými ozubenými koly, a dané kolo pevně spojí s hřídelí, zatímco druhé se točí naprázdno. Při řazení posune řadicí páka řadicí objímku a ta následně tlačí synchronizační kroužek. Řazené ozubené kolo nemá stejnou rychlost jako hřídel a kvůli tomu je na synchronizačním kroužku a ozubeném kole třecí kužel. Přitlačováním kroužku na ozubené kolo se za pomoci tření postupně vyrovnávají otáčky mezi hřídelí a ozubeným kolem. Když jsou otáčky vyrovnány, dojde k zapadnutí řadicí objímky na ozubení, jež je na ozubeném kole. Dojde tedy k přenášení krouticího momentu a tím je požadovaný rychlostní stupeň zařazen.

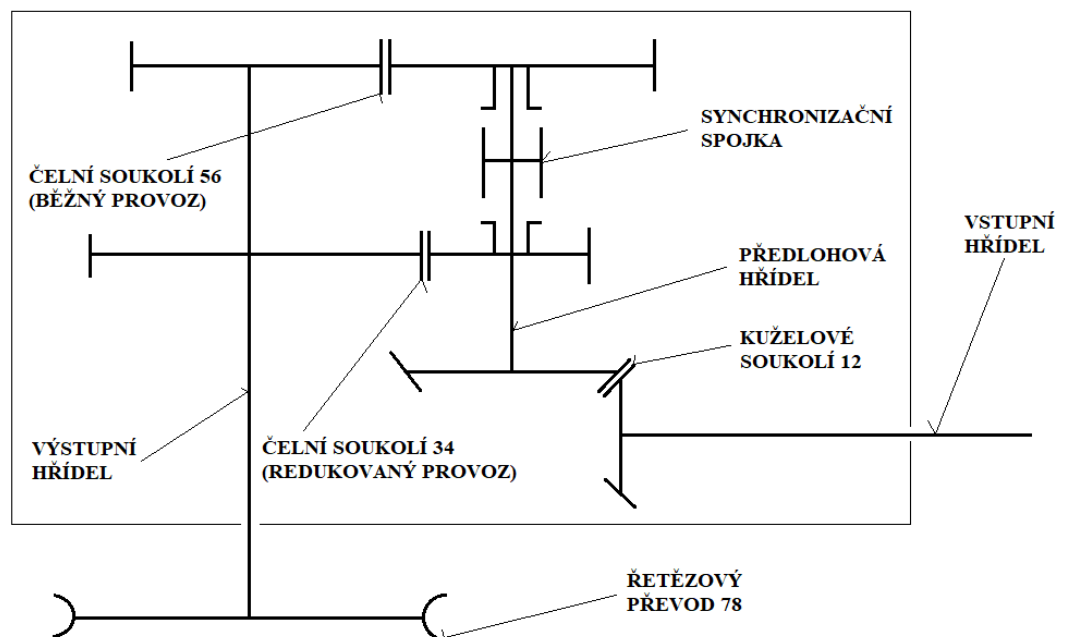


Obrázek 8: Automobilová synchronizační spojka [11]

3.4 Řešení převodovky

Je nutné navrhnout převodovku, aby byla co nejlevnější, nejlehčí a následně brát ohled na co nejjednodušší montáž a technologii výroby celé převodovky. Vhodným návrhem převodových poměrů jednotlivých soukolí dosáhneme příznivých silových poměrů v převodovce. Díky tomu také nebudou tolik zatížená ložiska. Ta budou tedy levnější a celá převodovka bude mít menší hmotnost. Je třeba velmi pozorně dbát na převodovou skříň, která bude vyráběna metodou odlévání, a sice kvůli složitému tvaru. Jinou technologií by byla těžko vyrobitelná, nebo drahá.

Převodovka se skládá z kuželového soukolí, dvou párů čelních soukolí, kde bude zařazen vždy pouze jeden z převodů. Posledním soukolím je řetězové soukolí, jež nám umožňuje převést výkon na delší vzdálenost. Díky řetězovému převodu také nemusíme dělit převodový poměr pouze mezi ozubená kola, která by jinak byla silově mnohem zatíženější.



Obrázek 9: Schéma převodovky

3.5 Návrh převodových poměrů

Mechanické převody nám slouží k přenosu a transformaci výkonu z hnacího na hnané ústrojí. Transformace znamená změna parametrů výkonu. Při rotačním pohybu je to krouticí moment M a úhlová rychlost ω . Poměr úhlových rychlostí na hnacím ku hnanému

ústrojí se nazývá převodový poměr a značí se i . Pomocí převodů se zpravidla zvětšuje krouticí moment a snižuje úhlová rychlost, jak je tomu i v našem případě. Takový převodový poměr se nazývá převod do „pomala“ a bude vždy $i > 1$. Naopak, nastane-li $i < 1$, zvětšujeme úhlovou rychlost a zmenšujeme krouticí moment. Poměr se nazývá poměr do „rychla“. Převod do „pomala“ se používá často – tam kde je potřeba zmenšit otáčky získané z hnacího ústrojí, tedy motoru. Motory s většími otáčkami jsou při stejném výkonu levnější a menší. [10]

Při našem návrhu je potřeba vypočítat celkový převodový poměr, jehož je potřeba dosáhnout, abychom přivedli požadované hodnoty krouticího momentu a otáček do dopravníku. Celkový převodový poměr je potřeba rozdělit mezi dílčí převody, a to tak, aby se jejich součin rovnal celkovému převodovému poměru. Celkové převodové poměry budeme mít dva, to kvůli možnosti redukce rychlosti dopravníku na polovinu. Tyto převodové poměry jsou pouze orientační, skutečné převodové poměry se budou blížit těmto hodnotám.

Celkový převodový poměr:

$$i_c = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1470}{230} = 6,391$$

Redukovaný převodový poměr:

$$i_{c-red} = \frac{n_1}{n_{4-red}} = \frac{1470}{115} = 12,783$$

Jednotlivé převodové poměry:

- $i_{12} = 2,5$ – kuželové soukolí s šikmými zuby
- $i_{34} = 2,5$ – čelní šikmé soukolí nekorigované – redukovaný provoz
- $i_{56} = 1,25$ – čelní šikmé soukolí korigované – běžný provoz
- $i_{78} = 2$ – řetězové soukolí

3.5.1 Krouticí momenty a otáčky hřídelů

Předpokládané účinnosti ozubených převodů jsou:

Účinnost kuželového soukolí s šikmými zuby: $\eta_{12} = 0,99$

Účinnost čelních soukolí s šikmými zuby: $\eta_{34} = \eta_{56} = 0,97$

Účinnost řetězového soukolí: $\eta_{78} = 0,98$

Krouticí momenty – při běžném provozu:

$$M_1 = \frac{P_{sk}}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 13815}{2 \cdot \pi \cdot 1470} = 89,74 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2 = M_1 \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 89,74 \cdot 2,5 \cdot 0,99 = 222,11 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_3 = M_2 \cdot i_{56} \cdot \eta_{56} = 222,11 \cdot 1,25 \cdot 0,97 = 269,31 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_4 = M_3 \cdot i_{78} \cdot \eta_{78} = 269,31 \cdot 2 \cdot 0,98 = 527,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

– **při redukovaném provozu:**

$$M_{3-red} = M_2 \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 222,11 \cdot 2,5 \cdot 0,97 = 538,62 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{4-red} = M_{3-red} \cdot i_{78} \cdot \eta_{78} = 538,62 \cdot 2 \cdot 0,98 = 1055,70 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Otáčky – při běžném provozu:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{1470}{2,5} = 588 \text{ ot/min}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{56}} = \frac{588}{1,25} = 470,4 \text{ ot/min}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{78}} = \frac{470,4}{2} = 235,2 \text{ ot/min}$$

– **při redukovaném provozu:**

$$n_{3-red} = \frac{n_2}{i_{34}} = \frac{588}{2,5} = 235,2 \text{ ot/min}$$

$$n_{4-red} = \frac{n_{3-red}}{i_{78}} = \frac{235,2}{2} = 117,6 \text{ ot/min}$$

3.5.2 Kuželové soukolí

Kuželová soukolí slouží k přenosu krouticího momentu mezi různoběžnými hřídeli. Nejčastěji to bývá pod úhlem 90°, jak je tomu i v našem případě. Je nutné dodržet jak přesnost výroby, tak i montáže. Nepřesnosti by vedly k nadměrnému opotřebení boku zubů – vznikem dynamických sil, které by způsobovaly velký hluk a vibrace. [10]

Tabulka 2: Materiály kuželových kol 1–2

	Pastorek	Hnané kolo
Materiál	16 220	14 220
Tepelné zpracování	cementováno, kaleno	cementováno, kaleno
Mez pevnosti v tahu – R_m [MPa]	880	785
Mez kluzu v tahu – R_e [MPa]	685	588
Tvrдость jádra – J_{HV} [HV]	285	250
Tvrдость boku zubů – V_{HV} [HV]	650–720	650–720
Mez únavy v dotyku – σ_{Hlim} [MPa]	1270	1270
Mez únavy v ohybu – σ_{Flimb} [MPa]	700	700

Tabulka 3: Zvolené parametry kuželových kol 1–2

Počet zubů pastorku	$z_1 = 26$ [-]
Záběrový úhel	$\alpha_t = 20^\circ$
Úhel sklonu zubů	$\beta_m = 25^\circ$
Šířkový koeficient	$\psi_m = 15$ [-]

Modul z dotyku zubů:

Tabulka 4: Parametry pro určení modulu z dotyku [12]

$f_H=690$ [-]	– pro šikmé ozubení
$K_A=1$ [-]	– dle tab.3. až 5. plynulý provoz hnacího i hnaného stroje
$K_{H\beta}=1,2$ [-]	– dle obrázku 1. za b)

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

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot 6_{Hlim} = 0,8 \cdot 1270 = 1016 \text{ MPa}$$

$$m_{nm} = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_1}{\psi_m \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 89,74}{15 \cdot 26^2 \cdot 1016^2} \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5}} =$$

$$m_{nm} = 1,679 \text{ mm}$$

Modul z ohybu zubů:

$f_F = 18$ – pro kalená ozubená kola

$$m_{nm} = f_F \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,2 = 1,2$$

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

$$m_{nm} = 18 \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 89,74}{15 \cdot 26 \cdot 420}} = 1,565 \text{ mm}$$

Pro oba vypočtené normálové moduly navrhujeme vyšší normalizovaný modul než z obou vypočtených (navrhujeme z největšího zatížení).

Obvodový střední modul:

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos(\beta_m)} = \frac{1,679}{\cos(25^\circ)} = 1,853 \text{ mm}$$

Šířkový koeficient:

$$\psi_L = \frac{2 \cdot \psi_m}{\psi_m + z_1 \cdot \sqrt{1 + i_{12}^2}} = \frac{2 \cdot 15}{15 + 26 \cdot \sqrt{1 + 2,5^2}} = 0,353$$

Obvodový vnější modul:

$$m_{te} = \frac{m_{tm}}{1 - 0,5 \cdot \psi_L} = \frac{1,853}{1 - 0,5 \cdot 0,353} = 2,250 \text{ mm}$$

Volíme obvodový vnější modul $m_{te} = 3 \text{ mm}$.

Základní parametry soukolí

Počet zubů hnaného kola:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} = 26 \cdot 2,5 = 65$$

Obvodový střední modul:

$$m_{tm} = m_{te} \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L) = 3 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,353) = 2,471 \text{ mm}$$

Normálový střední modul:

$$m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos(\beta_m) = 2,471 \cdot \cos(25^\circ) = 2,239 \text{ mm}$$

Šířka ozubení:

$$b = \psi_m \cdot m_{tm} = 15 \cdot 2,471 = 37,065 \text{ mm}$$

Volíme šířku ozubení $b = 37 \text{ mm}$.

Normálový záběrový úhel:

$$\alpha_{nm} = \arctg((\alpha_t) \cdot \cos(\beta_m)) = \arctg(\operatorname{tg}(20^\circ) \cdot \cos(25^\circ)) = 18,256^\circ$$

Geometrie soukolí

Roztečný kužel:

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{i_{12}}\right) = \arctg\left(\frac{1}{2,5}\right) = 21,801^\circ$$

$$\delta_2 = \arctg(i_{12}) = \arctg(2,5) = 68,199^\circ$$

Vnější roztečná kružnice:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 3 \cdot 26 = 78 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 3 \cdot 65 = 195 \text{ mm}$$

Střední roztečná kružnice:

$$d_{m1} = m_{tm} \cdot z_1 = 2,471 \cdot 26 = 64,246 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = m_{tm} \cdot z_2 = 2,471 \cdot 65 = 160,615 \text{ mm}$$

Vnější výška hlavy zubu:

$$h_{ae} = m_{te} = 3 \text{ mm}$$

Vnější výška paty zubu:

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_{te} = 1,2 \cdot 3 = 3,6 \text{ mm}$$

Vnější výška zubu:

$$h_e = h_{ae} + h_{fe} = 3 + 3,6 = 6,6 \text{ mm}$$

Vnější hlavová kružnice:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos(\delta_1) = 78 + 2 \cdot 3 \cdot \cos(21,801^\circ) = 83,571 \text{ mm}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos(\delta_2) = 195 + 2 \cdot 3 \cdot \cos(68,199^\circ) = 197,228 \text{ mm}$$

Vnější patní kružnice:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos(\delta_1) = 78 - 2 \cdot 3,6 \cdot \cos(21,801^\circ) = 71,315 \text{ mm}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos(\delta_2) = 195 - 2 \cdot 3,6 \cdot \cos(68,199^\circ) = 192,326 \text{ mm}$$

Vnější základní kružnice:

$$d_{be1} = d_{e1} \cdot \cos(\alpha_t) = 78 \cdot \cos(20^\circ) = 73,296 \text{ mm}$$

$$d_{be2} = d_{e2} \cdot \cos(\alpha_t) = 195 \cdot \cos(20^\circ) = 183,240 \text{ mm}$$

Rozteč ozubení:

$$p_{tm} = \pi \cdot m_{tm} = \pi \cdot 2,471 = 7,763 \text{ mm}$$

$$p_{tmb} = \pi \cdot m_{tm} \cdot \cos(\alpha_t) = \pi \cdot 2,471 \cdot \cos(20^\circ) = 7,295 \text{ mm}$$

Virtuální kola ozubení**Náhradní roztečná kružnice:**

$$d'_{n1} = \frac{d_{m1}}{\cos(\delta_1)} = \frac{64,246}{\cos(21,801^\circ)} = 69,195 \text{ mm}$$

$$d'_{n2} = \frac{d_{m2}}{\cos(\delta_2)} = \frac{160,615}{\cos(68,199^\circ)} = 432,477 \text{ mm}$$

$$d_{n1} = \frac{d'_{n1}}{\cos^2(\beta_m)} = \frac{69,195}{\cos^2(25^\circ)} = 84,241 \text{ mm}$$

$$d_{n2} = \frac{d'_{n2}}{\cos^2(\beta_m)} = \frac{432,477}{\cos^2(25^\circ)} = 526,516 \text{ mm}$$

Počet zubů náhradního kola:

$$z'_{n1} = \frac{d'_{n1}}{m_{tm}} = \frac{69,195}{2,471} = 28 \text{ zubů}$$

$$z'_{n2} = \frac{d'_{n2}}{m_{tm}} = \frac{432,477}{2,471} = 175 \text{ zubů}$$

$$z_{n1} = \frac{z'_{n1}}{\cos^3(\beta_m)} = \frac{28}{\cos(25^\circ)} = 37,6 \cong 38 \text{ zubů}$$

$$z_{n2} = \frac{z'_{n2}}{\cos^3(\beta_m)} = \frac{175}{\cos(25^\circ)} = 235,1 \cong 235 \text{ zubů}$$

Náhradní hlavová kružnice:

$$d_{na1} = d_{n1} + 2 \cdot m_{tm} = 84,241 + 2 \cdot 2,471 = 89,183 \text{ mm}$$

$$d_{na2} = d_{n2} + 2 \cdot m_{tm} = 526,516 + 2 \cdot 2,471 = 531,458 \text{ mm}$$

Náhradní základní kružnice:

$$d_{nb1} = d_{n1} \cdot \cos(\alpha_t) = 84,241 \cdot \cos(20^\circ) = 79,161 \text{ mm}$$

$$d_{nb2} = d_{n2} \cdot \cos(\alpha_t) = 526,516 \cdot \cos(20^\circ) = 494,763 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost náhradních kol:

$$a'_n = \frac{d_{n1} + d_{n2}}{2} = \frac{84,241 + 526,516}{2} = 305,379 \text{ mm}$$

Součinitel záběru:

Ve vzorci používáme poloměry z již známých průměrů hlavových a základních kružnic.

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{r_{na1}^2 - r_{nb1}^2} + \sqrt{r_{na2}^2 - r_{nb2}^2} - a'_n \cdot \sin(\alpha_t)}{p_{tmb}} = \\ &= \frac{\sqrt{44,592^2 - 39,581^2} + \sqrt{265,729^2 - 247,382^2} - 305,379 \cdot \sin(20^\circ)}{7,295} = 1,798 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\beta_m)}{p_{tm}} = \frac{37 \cdot \operatorname{tg}(25^\circ)}{7,763} = 2,223$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,798 + 2,223 = 4,021$$

Po zaokrouhlení nám vyjde celočíselná hodnota součinitele záběru, hodnota šířky ozubení a úhlu sklonu zubů tedy vyhovuje.

Silové poměry soukolí

Tečná síla:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 89,74}{64,246 \cdot 10^{-3}} = 2794 \text{ N} \quad (F_{t1} = F_{t2})$$

Normálová síla:

$$F_{N1} = \frac{F_{t1}}{\cos(\alpha_{nm}) \cdot \cos(\beta_m)} = \frac{2794}{\cos(18,256^\circ) \cdot \cos(25^\circ)} = 3246 \text{ N} \quad (F_{N1} = F_{N2})$$

Radiální složka normálové síly:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos(\beta_m)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{nm}) \cdot \cos(\delta_1) - \sin(\beta_m) \cdot \sin(\delta_1)) \quad (F_{r1} = F_{a2})$$

$$F_{r1} = \frac{2794}{\cos(25^\circ)} \cdot (\operatorname{tg}(18,256^\circ) \cdot \cos(21,801^\circ) - \sin(25^\circ) \cdot \sin(21,801^\circ)) = 460 \text{ N}$$

Axiální složka normálové síly:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos(\beta_m)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{nm}) \cdot \sin(\delta_1) + \sin(\beta_m) \cdot \cos(\delta_1)) = \quad (F_{a1} = F_{r2})$$

$$= \frac{2794}{\cos(25^\circ)} \cdot (\operatorname{tg}(18,256^\circ) \cdot \sin(21,801^\circ) + \sin(25^\circ) \cdot \cos(21,801^\circ)) = 1587 \text{ N}$$

Pevnostní kontrola ozubení

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

Tabulka 5: Parametry pro výpočet kontroly v dotyku [22]

$Z_E = 190$ [-]	– dle tab.10. pro ocel na ocel
$Z_H = 2,3$ [-]	– dle obrázku 2. pro $\beta_m = 25^\circ$ a $x = 0$ mm
$Z_\varepsilon = 0,74$ [-]	– dle obrázku 3. pro $\varepsilon_\beta \geq 1,0$ a $\varepsilon_\alpha = 1,798$
$K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} = 1,2$ [-]	– zjednodušený předpoklad
$Z_R = 0,85$ [-]	– pro nebroušené boky zubů
$S_{Hmin} = 1,3$ [-]	– dáno

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b \cdot d_{m1}} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} = 190 \cdot 2,3 \cdot 0,74 \cdot \sqrt{\frac{2794}{37 \cdot 64,246} \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5}} =$$

$$\sigma_{HO} = 414,83 \text{ MPa}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 1,44$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 0,85}{1,3} = 830,39 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 414,83 \cdot \sqrt{1,44} = 497,80 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 497,80 \text{ MPa} < \sigma_{HP} = 830,39 \text{ MPa}$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku splňuje podmínku. Napětí v dotyku (Hertzův tlak) je menší než jeho přípustné napětí.

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$K_{AS} = 2 \quad (K_{AS} > K_A)$$

$$F_t = F_{t1} \cdot K_{AS} = 2794 \cdot 2 = 5588 \text{ N}$$

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

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{F_{t1}}} = 414,83 \cdot \sqrt{\frac{5588 \cdot 1,44}{2794}} = 703,99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} = 703,99 \text{ MPa} < \sigma_{HPmax} = 2600 \text{ MPa}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení splňuje podmínku. Největší napětí v dotyku vzniklé působením tečné síly je menší než přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak).

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

Tabulka 6: Parametry pro výpočet kontroly v ohybu [22]

$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,2 [-]$	– vypočteno
$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2 [-]$	– zjednodušený předpoklad
$Y_{FS1} = 4,28 [-]$ $Y_{FS2} = 4,4 [-]$	– z obrázku 5. pro $z_{n1} = 38, z_{n2} = 235$ – počítáme s větším součinitelem
$Y_{\beta} = 0,8 [-]$	– z obrázku 4. pro $\beta_m = 25^\circ$ a $\varepsilon_{\beta} \geq 1,0$
$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,798} = 0,556 [-]$	– výpočet pro $\varepsilon_{\beta} \geq 1,0$
$S_{Fmin} = 1,4 [-]$	– dáno

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 1,44$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1,4} = 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{b \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} = \frac{2794}{37 \cdot 2,239} \cdot 1,44 \cdot 4,4 \cdot 0,8 \cdot 0,556 = 95,05 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 95,05 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 500 \text{ MPa}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu splňuje podmínku. Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu je menší než přípustné napětí v ohybu.

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

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

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 1750 = 1400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{t1}} = 95,05 \cdot \frac{5588}{2794} = 190,10 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = 190,10 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax} = 1400 \text{ MPa}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení splňuje podmínku.

Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením tečné síly, je menší než přípustné napětí v ohybu při největším zatížení. Soukolí splňuje všechny kontroly v dotyku i ohybu.

3.5.3 Čelní soukolí – redukováný provoz

Přímé soukolí je nejběžnějším typem převodu, umožňuje transformaci výkonu mezi rovnoběžnými hřídeli. Dle tvaru boční křivky zubu se rozlišují na přímé, šikmé a šípové. V našem případě používáme šikmé ozubení. Boční křivka těchto zubů je část šroubovice, jejíž tečna je od směru zubů odkloněna o úhel β , který se nazývá úhel sklonu zubů. U šikmého ozubení nám dochází k postupnému zatěžování zubů v záběru. Silové rázy jsou menší a převody jsou méně hlučné. [10]

Tabulka 7: Materiály čelních kol 3–4

	Pastorek	Hnané kolo
Materiál	14 220	14 220
Tepelné zpracování	cementováno, kaleno	cementováno, kaleno
Mez pevnosti v tahu – R_m [MPa]	785	785
Mez kluzu v tahu – R_e [MPa]	588	588
Tvrdość jádra – J_{HV} [HV]	250	250
Tvrdość boku zubů – V_{HV} [HV]	650–720	650–720
Mez únavy v dotyku – σ_{Hlim} [MPa]	1270	1270
Mez únavy v ohybu – σ_{Flimb} [MPa]	700	700

Tabulka 8: Zvolené parametry čelních kol 3–4

Počet zubů pastorku	$z_4 = 24$ [-]
Záběrový úhel	$\alpha_n = 20^\circ$
Úhel sklonu zubů	$\beta = 15^\circ$
Šířkový koeficient	$\psi_m = 17$ [-]

Modul z dotyku zubů:

Tabulka 9: Parametry pro určení modulu z dotyku [12]

$f_H = 690$ [-]	– pro šikmé ozubení
$K_A = 1$ [-]	– dle tab. 3. až 5. pro plynulý provoz hnacího i hnaného stroje
$K_{H\beta} = 1,24$ [-]	– dle obrázku 1. za b)

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,24 = 1,24$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1270 = 1016 \text{ MPa}$$

$$m_n = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_2}{\psi_m \cdot z_3^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,24 \cdot 222,11}{17 \cdot 24^2 \cdot 1016^2} \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5}} = 2,323 \text{ mm}$$

Modul z ohybu zubů:

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,24 = 1,24$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 0,8 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$f_F=18$ – pro kalená ozubená kola

$$m_n = f_F \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_2}{\psi_m \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,24 \cdot 222,11}{17 \cdot 24 \cdot 420}} = 2,108 \text{ mm}$$

Volíme normálový modul $m_n = 3 \text{ mm}$.

Základní parametry soukolí

Počet zubů hnaného kola:

$$z_4 = z_3 \cdot i_{34} = 24 \cdot 2,5 = 60 \text{ zubů}$$

Čelní modul:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = \frac{3}{\cos(15^\circ)} = 3,10583 \cong 3,106 \text{ mm}$$

Záběrový úhel v čelní rovině:

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(15^\circ)}\right) = 20,647^\circ$$

Šířka ozubení:

$$b = \psi_m \cdot m_n = 17 \cdot 3 = 51 \text{ mm}$$

Volíme šířku ozubení $b = 51 \text{ mm}$.

Základní rozměry soukolí

Roztečná kružnice:

Zde počítáme s přesnou hodnotou čelního modulu, protože zaokrouhlování, by vedlo k nepřesnosti osové vzdálenosti, jež dále souvisí s následujícími výpočty osové vzdálenosti a korekce soukolí 5–6.

$$d_3 = m_t \cdot z_3 = 3,10583 \cdot 24 = 74,540 \text{ mm}$$

$$d_4 = m_t \cdot z_4 = 3,10583 \cdot 60 = 186,350 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_n = 3 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,750 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 3 + 3,750 = 6,750 \text{ mm}$$

Hlavová kružnice:

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot h_a = 74,540 + 2 \cdot 3 = 80,540 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot h_a = 186,350 + 2 \cdot 3 = 192,350 \text{ mm}$$

Patní kružnice:

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot h_f = 74,540 - 2 \cdot 3,750 = 67,040 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot h_f = 186,350 - 2 \cdot 3,750 = 178,850 \text{ mm}$$

Základní kružnice:

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos(\alpha_t) = 74,540 \cdot \cos(20,647^\circ) = 69,752 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos(\alpha_t) = 186,350 \cdot \cos(20,647^\circ) = 174,381 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a_{34} = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{74,540 + 186,350}{2} = 130,445 \text{ mm}$$

Rozteče ozubení:

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9,425 \text{ mm}$$

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,106 = 9,758 \text{ mm}$$

$$p_{nb} = p_n \cdot \cos(\alpha_n) = 9,425 \cdot \cos(20^\circ) = 8,857 \text{ mm}$$

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos(\alpha_t) = 9,758 \cdot \cos(20,647^\circ) = 9,131 \text{ mm}$$

Počet zubů náhradních kol:

$$z_{n3} = \frac{z_3}{\cos^3(\beta)} = \frac{24}{\cos^3(15^\circ)} \cong 27 \text{ zubů}$$

$$z_{n4} = \frac{z_4}{\cos^3(\beta)} = \frac{60}{\cos^3(15^\circ)} \cong 67 \text{ zubů}$$

Součinitel záběru:

Ve vzorci používáme poloměry, z již známých průměrů hlavových a základních kružnic.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a3}^2 - r_{b3}^2} + \sqrt{r_{a4}^2 - r_{b4}^2} - a_{34} \cdot \sin(\alpha_t)}{p_{tb}} =$$

$$= \frac{\sqrt{40,270^2 - 34,876^2} + \sqrt{96,175^2 - 87,191^2} - 130,445 \cdot \sin(20,647^\circ)}{9,131} =$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,613$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\beta)}{p_t} = \frac{51 \cdot \operatorname{tg}(15^\circ)}{9,758} = 1,400$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,613 + 1,400 = 3,013$$

Po zaokrouhlení nám vyjde celočíselná hodnota součinitele záběru, hodnota šířky ozubení a úhlu sklonu zubů tedy vyhovuje.

Silové poměry**Tečná síla:**

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 222,11}{74,540 \cdot 10^{-3}} = 5959 \text{ N} \quad (F_{t3} = F_{t4})$$

Normálová síla:

$$F_{N3} = \frac{F_{t3}}{\cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)} = \frac{5959}{\cos(20^\circ) \cdot \cos(15^\circ)} = 6565 \text{ N} \quad (F_{N3} = F_{N4})$$

Radiální složka normálové síly:

$$F_{r3} = \frac{F_{t3}}{\cos(\beta)} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) = \frac{5959}{\cos(15^\circ)} \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 2245 \text{ N} \quad (F_{r3} = F_{a4})$$

Axiální složka normálové síly:

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 5959 \cdot \operatorname{tg}(15^\circ) = 1597 \text{ N} \quad (F_{a3} = F_{r4})$$

Pevnostní kontrola ozubení**Kontrola z hlediska únavy v dotyku:****Tabulka 10:** Parametry pro výpočet kontroly v dotyku [22]

$Z_E = 190$ [-]	– dle tab.10. pro ocel na ocel
$Z_H = 2,42$ [-]	– dle obrázku 2 pro $\beta_m = 15^\circ$ a $x=0$ mm
$Z_\varepsilon = 0,79$ [-]	– dle obrázku 3 pro $\varepsilon_\beta \geq 1,0$ a $\varepsilon_\alpha = 1,613$
$K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} = 1,2$ [-]	– zjednodušený předpoklad
$Z_R = 0,85$ [-]	– pro nebroušené boky zubů
$S_{Hmin} = 1,3$ [-]	– dáno

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b \cdot d_3} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}}} = 190 \cdot 2,42 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{5959}{51 \cdot 74,540} \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5}} =$$

$$\sigma_{HO} = 538,10 \text{ MPa}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1 \cdot 1,24 \cdot 1,2 = 1,488$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hlim}} = \frac{1270 \cdot 0,85}{1,3} = 830,385 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 538,10 \cdot \sqrt{1,488} = 656,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 656,4 \text{ MPa} < \sigma_{HP} = 830,385 \text{ MPa}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$K_{AS} = 2 \quad (K_{AS} > K_A)$$

$$F_t = F_{t3} \cdot K_{AS} = 5959 \cdot 2 = 11918 \text{ N}$$

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

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{F_{t3}}} = 538,10 \cdot \sqrt{\frac{11918 \cdot 1,488}{5959}} = 928,28 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} = 928,28 \text{ MPa} < \sigma_{HPmax} = 2600 \text{ MPa}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:**Tabulka 11:** Parametry pro výpočet kontroly v ohybu [22]

$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,24$ [-]	– vypočteno
$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2$ [-]	– zjednodušený předpoklad
$Y_{FS3} = 4,3$ [-] $Y_{FS4} = 4,3$ [-]	– z obrázku 5 pro $z_{n3} = 27$, $z_{n4} = 67$
$Y_{\beta} = 0,875$ [-]	– z obrázku 4 pro $\beta_m = 15^\circ$ a $\varepsilon_{\beta} \geq 1,0$
$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,613} = 0,620$ [-]	– pro $\varepsilon_{\beta} \geq 1,0$
$S_{Fmin} = 1,4$ [-]	– dáno

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1 \cdot 1,24 \cdot 1,2 = 1,488$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1,4} = 500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t3}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} = \frac{5959}{51 \cdot 3} \cdot 1,488 \cdot 4,4 \cdot 0,875 \cdot 0,620 = 138,34 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 138,34 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 500 \text{ MPa}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

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

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 1750 = 1400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{t3}} = 138,34 \cdot \frac{11918}{5959} = 276,68 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = 276,68 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax} = 1400 \text{ MPa}$$

3.5.4 Čelní soukolí – běžný provoz

Toto soukolí je podobné jako redukované soukolí 3–4, jedná se o čelní soukolí s šikmými zuby. Převodový poměr je dvakrát menší než u redukovaného provozu. Rychlost dopravníku bude tedy dvakrát vyšší než u redukovaného. Oba tyto převody transformují výkon mezi stejnými hřídeli a je zařazen pouze jeden z těchto převodů. Druhý běží naprázdno. Je nutné, aby oba převody měly stejnou osovou vzdálenost, to nám umožní korekce ozubení, kterou na toto soukolí použijeme.

Korekce vzniká posunutím výrobního nástroje od osy otáčení, nebo naopak k ose otáčení polotovaru vyráběného ozubeného kola. Dle toho se jedná o kladnou nebo zápornou, která je násobená modulem m (tzv. jednotková korekce x). Posunutím základního profilu se roztečná přímka přestane dotýkat roztečné kružnice vyráběného ozubeného kola. Bod valení je zachován, nemění se totiž poloměr základní kružnice. [10]

Pokud tedy potřebujeme dosáhnout určité osové vzdálenosti soukolí, provádíme výpočet jako běžný převod a vypočteme velikost korekce, abychom dosáhli požadované osové vzdálenosti. Je však nezbytně nutné dbát na vlivy korekce, jež výrazně ovlivňují geometrii zubu.

Tabulka 12: Zvolené parametry čelních kol 5–6

Počet zubů pastorku	$z_5 = 32$ [-]
Záběrový úhel	$\alpha_n = 20^\circ$
Úhel sklonu zubů	$\beta = 15^\circ$
Šířkový koeficient	$\psi_m = 17$ [-]

Tabulka 13: Materiály čelních kol 5–6

	Pastorek	Hnané kolo
Materiál	12 051	12 051
Tepelné zpracování	povrchově kaleno, po boku zubů	povrchově kaleno, po boku zubů
Mez pevnosti v tahu – Rm [MPa]	640	640
Mez kluzu v tahu – Re [MPa]	390	390
Tvrdost jádra – J _{HV} [HV]	200	200
	Pastorek	Hnané kolo
Tvrdost boku zubů – V _{HV} [HV]	600–675	600–675
Mez únavy v dotyku – σ _{Hlim} [MPa]	1140	1140
Mez únavy v ohybu – σ _{Flimb} [MPa]	390	390

Modul z dotyku zubů:**Tabulka 14:** Parametry pro určení modulu z dotyku [12]

f _H = 690 [-]	– pro šikmé ozubení
K _A = 1 [-]	– dle tab. 3 až 5 plynulý provoz hnacího i hnaného stroje
K _{Hβ} = 1,2 [-]	– dle obrázku 1 za b)

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

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

$$m_n = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_2}{\psi_m \cdot z_5^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{56} + 1}{i_{56}}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 222,11}{17 \cdot 32^2 \cdot 912^2} \cdot \frac{1,25 + 1}{1,25}} = 2,216 \text{ mm}$$

Modul z ohybu zubů:

f_F = 18 – pro kalená ozubená kola

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,2 = 1,2$$

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

$$m_n = f_F \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_2}{\psi_m \cdot z_5 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,1 \cdot 222,11}{17 \cdot 32 \cdot 234}} = 2,237 \text{ mm}$$

Volíme normálový modul $m_n = 3,5 \text{ mm}$.

Základní parametry soukolí

Počet zubů hnaného kola:

$$z_6 = z_5 \cdot i_{56} = 32 \cdot 1,25 = 40$$

Čelní modul:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = \frac{3,5}{\cos(15^\circ)} = 3,62346 \cong 3,623 \text{ mm}$$

Potřebná osová vzdálenost:

$$a_{34} = a_{v56} = 130,445 \text{ mm}$$

Záběrový úhel v čelní rovině:

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(15^\circ)}\right) = 20,647^\circ$$

Korigovaný záběrový úhel:

$$\begin{aligned} \alpha_{vt} &= \arccos\left(\frac{m_n}{2 \cdot \cos(\beta)} \cdot (z_5 + z_6) \frac{\cos(\alpha_t)}{a_v}\right) = \\ &= \arccos\left(\frac{3,5}{2 \cdot \cos(15^\circ)} \cdot (32 + 40) \frac{\cos(20,647^\circ)}{130,445}\right) = 20,647^\circ \end{aligned}$$

Korigovaný záběrový úhel vychází stejně jako nekorigovaný záběrový úhel. Osové vzdálenosti soukolí 3–4 a 5–6 jsou stejné. Nejedná se tedy o korigovaná kola. Pro kontrolu počítáme velikost korekce.

Součet korekcí:

$$\begin{aligned} x_5 + x_6 &= \frac{z_5 + z_6}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)} \cdot (\operatorname{tg}(\alpha_{tv}) - \alpha_{tv} - \operatorname{tg}(\alpha_t) - \alpha_t) = \\ &= \frac{24 + 60}{2 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)} \cdot (\operatorname{tg}(20,647^\circ) - 20,647^\circ - \operatorname{tg}(20,647^\circ) - 20,647^\circ) = 0,000 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$x_5 = 0,000 \text{ mm}, \quad x_6 = 0,000 \text{ mm}$$

Náhodou jsme při návrhu parametrů došli ke stejným osovým vzdálenostem i bez korekce. Korekce jsou tedy nulové.

Šířka ozubení:

$$b = \psi_m \cdot m_n = 17 \cdot 3,5 = 59,5 \text{ mm}$$

Volíme šířku ozubení $b = 60 \text{ mm}$.

Základní rozměry soukolí

Roztečná kružnice:

Počítáme s přesnou hodnotou čelního modulu, protože z důvodu zaokrouhlování by došlo k nepřesnosti osové vzdálenosti.

$$d_5 = m_t \cdot z_5 = 3,62346 \cdot 32 = 115,951 \text{ mm}$$

$$d_6 = m_t \cdot z_6 = 3,62346 \cdot 40 = 144,939 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m_n = 3,5 \text{ mm}$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$$

Výška zubu:

$$h = h_a + h_f = 3,5 + 4,375 = 7,875 \text{ mm}$$

Hlavová kružnice:

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot h_a = 115,951 + 2 \cdot 3,5 = 122,951 \text{ mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot h_a = 144,939 + 2 \cdot 3,5 = 151,939 \text{ mm}$$

Patní kružnice:

$$d_{f5} = d_5 - 2 \cdot h_f = 115,951 - 2 \cdot 4,375 = 107,201 \text{ mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2 \cdot h_f = 144,939 - 2 \cdot 4,375 = 136,189 \text{ mm}$$

Základní kružnice:

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos(\alpha_t) = 115,951 \cdot \cos(20,647^\circ) = 108,504 \text{ mm}$$

$$d_{b6} = d_6 \cdot \cos(\alpha_t) = 144,939 \cdot \cos(20,647^\circ) = 135,630 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a_{v56} = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{115,951 + 144,939}{2} = 130,445 \text{ mm}$$

Rozteč ozubení:

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3,5 = 10,996 \text{ mm}$$

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 3,623 = 11,382 \text{ mm}$$

$$p_{nb} = p_n \cdot \cos(\alpha_n) = 10,996 \cdot \cos(20^\circ) = 10,333 \text{ mm}$$

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos(\alpha_t) = 11,382 \cdot \cos(20,647^\circ) = 10,651 \text{ mm}$$

Počet zubů náhradních kol:

$$z_{n5} = \frac{z_5}{\cos^3(\beta)} = \frac{32}{\cos^3(15^\circ)} = 35,5 \cong 36$$

$$z_{n6} = \frac{z_6}{\cos^3(\beta)} = \frac{40}{\cos^3(15^\circ)} = 44,4 \cong 44$$

Součinitel záběru:

Ve vzorci používáme poloměry z již známých průměrů hlavových a základních kružnic.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a5}^2 - r_{b5}^2} + \sqrt{r_{a6}^2 - r_{b6}^2} - a_{56} \cdot \sin(\alpha_t)}{p_{tb}} =$$

$$= \frac{\sqrt{61,476^2 - 54,252^2} + \sqrt{75,970^2 - 67,815^2} - 130,445 \cdot \sin(20,647^\circ)}{10,651}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,611$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\beta)}{p_t} = \frac{60 \cdot \operatorname{tg}(15^\circ)}{11,382} = 1,412$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,611 + 1,412 = 3,023$$

Po zaokrouhlení nám vyjde celočíselná hodnota součinitele záběru, hodnota šířky ozubení a úhlu sklonu zubů tedy vyhovuje.

Silové poměry

Tečná síla:

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot M_2}{d_5} = \frac{2 \cdot 222,11}{115,951 \cdot 10^{-3}} = 3831 \text{ N} \quad (F_{t5} = F_{t6})$$

Normálová síla:

$$F_{N5} = \frac{F_{t5}}{\cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)} = \frac{3831}{\cos(20^\circ) \cdot \cos(15^\circ)} = 4221 \text{ N} \quad (F_{N5} = F_{N6})$$

Radiální složka normálové síly:

$$F_{r5} = \frac{F_{t5}}{\cos(\beta)} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) = \frac{3831}{\cos(15^\circ)} \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 1444 \text{ N} \quad (F_{r5} = F_{a6})$$

Axiální složka normálové síly:

$$F_{a5} = F_{t6} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 3831 \cdot \operatorname{tg}(15^\circ) = 1027 \text{ N} \quad (F_{a5} = F_{r6})$$

Pevnostní kontrola ozubení

Kontrola z hlediska únavy v dotyku:

Tabulka 15: Parametry pro výpočet kontroly v dotyku [22]

$Z_E = 190$ [-]	– dle tab.10 pro ocel na ocel
$Z_H = 2,42$ [-]	– dle obrázku 2 pro $\beta_m = 15^\circ$ a $x=0$ mm
$Z_\varepsilon = 0,79$ [-]	– dle obrázku 3 pro $\varepsilon_\beta \geq 1,0$ a $\varepsilon_\alpha = 1,611$
$K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} = 1,2$ [-]	– zjednodušený předpoklad
$Z_R = 0,85$ [-]	– pro nebroušené boky zubů
$S_{Hmin} = 1,3$ [-]	– dáno

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t5}}{b \cdot d_5} \cdot \frac{i_{56} + 1}{i_{56}}} = 190 \cdot 2,42 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{3831}{60 \cdot 115,951} \cdot \frac{1,25 + 1}{1,25}}$$

$$\sigma_{HO} = 361,64 \text{ MPa}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 1,44$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hlim}} = \frac{1140 \cdot 0,85}{1,3} = 745,38 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 361,64 \cdot \sqrt{1,44} = 433,97 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 433,97 \text{ MPa} < \sigma_{HP} = 745,38 \text{ MPa}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

$$K_{AS} = 2 \quad (K_{AS} > K_A)$$

$$F_t = F_{t5} \cdot K_{AS} = 3831 \cdot 2 = 7662 \text{ N}$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{F_{t5}}} = 361,64 \cdot \sqrt{\frac{7662 \cdot 1,44}{3831}} = 613,72 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} = 613,72 \text{ MPa} < \sigma_{HPmax} = 2400 \text{ MPa}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Tabulka 16: Parametry pro výpočet kontroly v ohybu [22]

$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,2$ [-]	– vypočteno
$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2$ [-]	– zjednodušený předpoklad
$Y_{FS4} = 4,3$ [-]	– z obrázku 5 pro $z_{n5} = 36$, $z_{n6} = 44$
$Y_{FS5} = 4,28$ [-]	– počítáme s větším součinitelem
$Y_{\beta} = 0,875$ [-]	– z obrázku 4 pro $\beta_m = 15^\circ$ a $\varepsilon_{\beta} \geq 1,0$
$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,611} = 0,621$ [-]	– pro $\varepsilon_{\beta} \geq 1,0$
$S_{Fmin} = 1,4$ [-]	– dáno

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 1,44$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{390}{1,4} = 278,57 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t5}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} = \frac{3831}{60 \cdot 3,5} \cdot 1,44 \cdot 4,3 \cdot 0,875 \cdot 0,621 = 61,38 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = 61,38 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 278,57 \text{ MPa}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

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

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 975 = 780 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{t5}} = 61,38 \cdot \frac{7662}{3831} = 122,76 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = 122,76 \text{ MPa} < \sigma_{FPmax} = 780 \text{ MPa}$$

3.5.5 Řetězové soukolí

Provozní výkonový součinitel:

Výkon na výstupní hřídeli:

$$P_3 = P_{sk} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} = 13\,815 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 13\,267 \text{ W}$$

Tabulka 17: Provozní součinitele výkonu řetězového převodu

$f_1 = 0,91$	– pro počet zubů malého řetězového kola $z_1=21$
$f_2 = 1,08$	– pro převodový poměr 2 : 1
$f_3 = 1,37$	– pro lehké rázy
$f_4 = 1$	– pro poměr osové vzdálenosti a rozteče řetězu 40 : 1
$f_5 = 1$	– pro bezvadné mazání a rychlost řetězu 4–7 m/s
$f_6 = 1$	– pro pohon se dvěma hřídeli

$$f_G = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 = 0,91 \cdot 1,08 \cdot 1,37 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,346$$

$$P_D = P \cdot f_G = 13\,267 \cdot 1,346 = 17,857 \text{ kW}$$

Volíme řetěz typu 20B – dvouřadý.

Tabulka 18: Základní parametry řetězového soukolí [13]

Rozteč článku řetězu:	$p = 31,75 \text{ mm}$
Vnitřní šířka článku:	$b_{\min} = 19,56 \text{ mm}$
Průměr válečku:	$d_1 = 19,05 \text{ h}10 \text{ mm}$
Výška článku:	$g_{\max} = 27 \text{ mm}$
Síla při přetržení:	$F_p = 178 \text{ kN}$
Délková hustota řetězu:	$m = 7,21 \text{ kg/m}$
Osová vzdálenost řad:	$e = 36,45 \text{ mm}$
Počet zubů hnacího kola:	$z_7 = 21$
Plocha kloubu:	$S = 590 \text{ mm}^2$

Počet zubů hnaného kola:

$$z_8 = z_7 \cdot i_{78} = 21 \cdot 2 = 42$$

Předběžná osová vzdálenost:

$$a_{78} = 370 \text{ mm}$$

Základní rozměry řetězového soukolí

Roztečná kružnice:

$$d_7 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_7}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{180^\circ}{21}\right)} = 213,027 \text{ mm}$$

$$d_8 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_8}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{180^\circ}{42}\right)} = 424,862 \text{ mm}$$

Úhel jednoho zubu na řetězovém kole:

$$\varphi_7 = \frac{2 \cdot \pi}{z_7} = \frac{2 \cdot \pi}{21} = 0,299 \text{ rad} = 17,143^\circ$$

$$\varphi_8 = \frac{2 \cdot \pi}{z_8} = \frac{2 \cdot \pi}{42} = 0,149 \text{ rad} = 8,571^\circ$$

Úhel opásání:

$$\alpha_7 = 180 - 2 \cdot \arcsin\left(\frac{d_8 - d_7}{2 \cdot a_{78}}\right) = 180 - 2 \cdot \arcsin\left(\frac{424,862 - 213,027}{2 \cdot 370}\right) =$$

$$\alpha_7 = 146,73^\circ = 2,561 \text{ rad}$$

$$\alpha_8 = 180 + 2 \cdot \arcsin\left(\frac{d_7 - d_8}{2 \cdot a_{78}}\right) = 180 + 2 \cdot \arcsin\left(\frac{424,862 - 213,027}{2 \cdot 370}\right) =$$

$$\alpha_8 = 213,269^\circ = 3,722 \text{ rad}$$

Délka řetězu:

$$L = \frac{d_7}{2} \cdot \alpha_7 + \frac{d_8}{2} \cdot \alpha_8 + 2 \cdot a_{78} \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{d_8 - d_7}{2 \cdot a_{78}}\right)\right) =$$

$$= \frac{213,027}{2} \cdot 2,561 + \frac{424,862}{2} \cdot 3,722 + 2 \cdot 370 \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{424,862 - 213,027}{2 \cdot 370}\right)\right)$$

$$L = 1772,5 \text{ mm}$$

Počet článků řetězu:

$$j = \frac{L}{p} = \frac{1772,5}{31,75} = 55,8$$

Volíme počet článků řetězu $j = 56$.

Osová vzdálenost:

$$a_{78} = \frac{p}{4} \cdot \left(j - \frac{z_7 + z_8}{2} + \sqrt{\left(j - \frac{z_7 + z_8}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_8 - z_7}{\pi} \right)^2} \right)$$

$$a_{78} = \frac{31,75}{4} \cdot \left(56 - \frac{21 + 42}{2} + \sqrt{\left(56 - \frac{21 + 42}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{42 - 21}{\pi} \right)^2} \right)$$

$$a_{78} = 373,878 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost v ose y (vodorovný směr): $a_{78y} = 361,6 \text{ mm}$

Osová vzdálenost v ose z (svislý směr): $a_{78z} = 95 \text{ mm}$

Úhel mezi rovinou xy a osou řetězu: $\varphi_{xy} = 14,72^\circ$

Úhel, pod kterým působí síla v tažné větvi:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{d_8 - d_7}{2 \cdot a_{78y}}\right) - \varphi_{xy} = \arcsin\left(\frac{424,862 - 213,027}{2 \cdot 361,6}\right) - 14,72^\circ = 2,31^\circ$$

Počítáme, jako by síla působila pouze v ose y. Působíště v ose z zanedbáme, protože úhel γ je velmi malý. Na výpočet by neměl téměř žádný vliv.

Kinematické poměry v řetězovém převodu

Kinematické poměry počítáme pro běžný provoz, kde budou větší rychlosti a zrychlení než u redukovaného provozu.

Maximální rychlost v tažné větvi:

$$v_{7y\max} = \omega_7 \cdot r_7 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_3}{60} \cdot \frac{d_7}{2} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{470,4}{60} \cdot \frac{213,027 \cdot 10^{-3}}{2} = 5,247 \text{ m/s}$$

Minimální rychlost v tažné větvi:

$$v_{7y\min} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_3}{60} \cdot \frac{d_7}{2} \cdot \cos\left(\frac{\varphi_7}{2}\right) = 2 \cdot \pi \cdot \frac{470,4}{60} \cdot \frac{213,027 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \cos\left(\frac{17,143^\circ}{2}\right)$$

$$v_{7y\min} = 5,188 \text{ m/s}$$

Nerovnoměrnost chodu řetězu:

$$\delta_7 = \frac{v_{7y\max} - v_{7y\min}}{v_{7y\max}} \cdot 100 = \frac{5,247 - 5,188}{5,247} \cdot 100 = 1,125 \%$$

Silové poměry řetězového soukolí

Obvodová síla:

$$F_7 = \frac{2 \cdot M_3}{d_7} = \frac{2 \cdot 269,31}{213,027 \cdot 10^{-3}} = 2528 \text{ N} \quad (F_7 = F_8)$$

Odstředivá síla:

$$F_{VC7} = m \cdot v_{7y\max}^2 = 7,21 \cdot 5,247^2 = 198 \text{ N} \quad (F_{VC7} = F_{VC8})$$

Síla v tažné větvi:

$$F_{v7} = F_7 + F_{VC7} = 2528 + 198 = 2726 \text{ N}$$

Počet zubů v záběru:

$$z_{z7} = \frac{\alpha_7}{\varphi_7} = \frac{157,314}{17,143} = 9,177$$

$$z_{z8} = \frac{\alpha_8}{\varphi_8} = \frac{202,686}{8,571} = 23,647$$

Silové poměry řetězového soukolí – redukováný provoz**Obvodová síla:**

$$F_{7-red} = \frac{2 \cdot M_{3-red}}{d_7} = \frac{2 \cdot 538,62}{213,027 \cdot 10^{-3}} = 5057 \text{ N} \quad (F_{7-red} = F_{8-red})$$

Odstředivá síla:

Rychlost řetězu je při redukcí poloviční, oproti rychlosti při běžném provozu.

$$F_{VC7} = m \cdot \left(\frac{v_{7y\max}}{2} \right)^2 = 7,21 \cdot \left(\frac{5,247}{2} \right)^2 = 50 \text{ N} \quad (F_{VC7-red} = F_{VC8-red})$$

Síla v tažné větvi:

$$F_{v7-red} = F_{7-red} + F_{VC7-red} = 5057 + 50 = 5107 \text{ N}$$

Kontrola řetězu:

Kontroly řetězů počítáme pro redukováný provoz, kde jsou dvojnásobně větší síly a krouticí momenty.

Bezpečnost vůči přetržení (statická bezpečnost):

$$k_s = \frac{F_p}{F_{v7-red}} = \frac{178000}{5107} = 34,854$$

Bezpečnost proti přetržení řetězu je splněna, jelikož je větší než 7.

Bezpečnost vůči přetržení (dynamická bezpečnost):

Pro řetězové soukolí je součinitel rázu – Y=1,5

Získaný ze zdroje [15] pro hnací stroj – dopravník pro sypký materiál a hnaný stroj – elektromotor.

$$k_d = \frac{F_p}{F_{v7-red} \cdot Y} = \frac{178000}{5107 \cdot 1,5} = 23,236$$

Bezpečnost proti přetržení řetězu je splněna, jelikož je větší než 7.

Kontrola kloubu řetězu na otláčení:

$$p_p = \frac{F_p}{S} = \frac{178000}{590 \cdot 10^{-3}} = 0,302 \text{ MPa}$$

Ze zdroje [15] jsme získali hodnoty: $p = 18,77 \text{ MPa}$, $\lambda_1 = 0,8$

$$p_D = p \cdot \lambda_1 = 18,77 \cdot 0,8 = 15,02 \text{ MPa}$$

$$p_p = 0,302 \text{ MPa} \leq p_D = 15,02 \text{ MPa}$$

Podmínka kloubu řetězu na otláčení je splněna, protože skutečný tlak kloubu řetězu je menší než dovolený.

3.5.6 Výpočet hřídelů

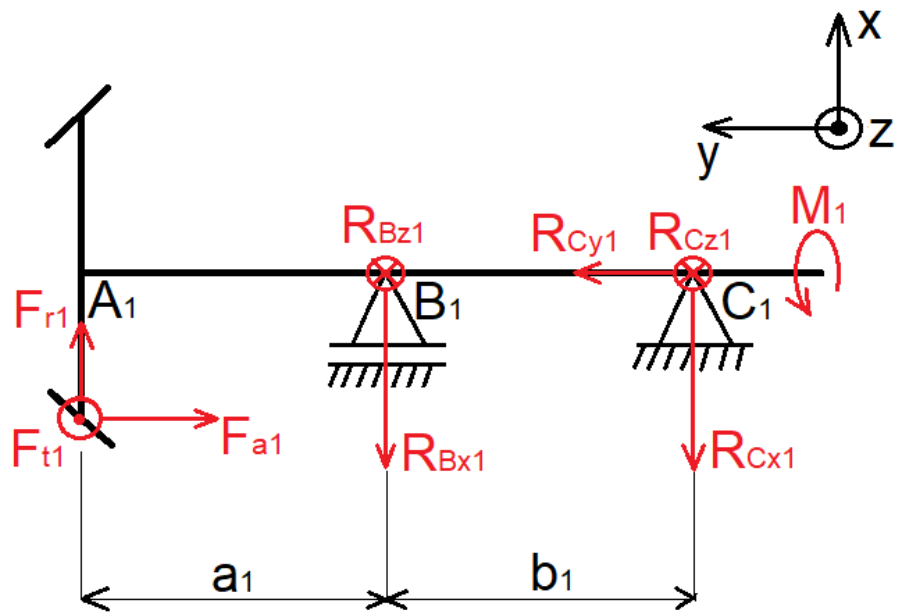
Vstupní hřídel

Tabulka 19: Materiálové parametry všech hřídelů

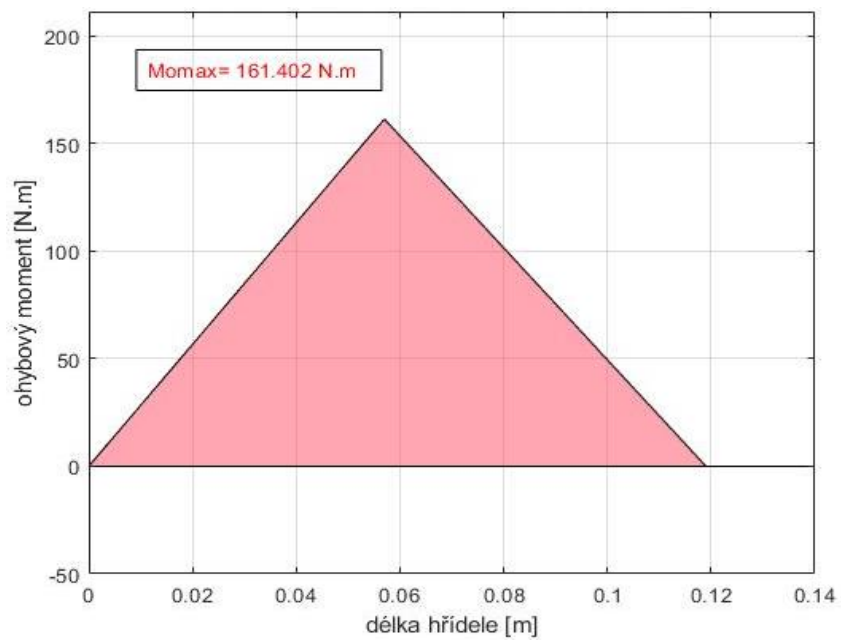
Materiál hřídele	12 060	střední hodnota
Mez pevnosti	Rm = 460–1060 MPa	760 MPa
Mez kluzu	Re = 275–590 MPa	450 MPa

Tabulka 20: Rozměry vstupní hřídele

Nejmenší průměr hřídele:	$d_1 = 28 \text{ mm}$
Délkové rozměry:	$a_1 = 57 \text{ mm}$
	$b_1 = 62 \text{ mm}$



Obrázek 10: Vstupní hřídel



Graf 1: Průběh ohybového momentu – vstupní hřídel

Rovnice rovnováhy:

$$x: \quad F_{r1} - R_{Bx1} - R_{Cx1} = 0$$

$$M_{B1x}: \quad F_{r1} \cdot a_1 + R_{Cx1} \cdot b_1 = 0$$

$$y: \quad -F_{a1} + R_{Cy1} = 0$$

$$z: \quad +F_{t1} - R_{Bz1} - R_{Cz1} = 0$$

$$M_{B1z}: \quad F_{t1} \cdot a_1 + R_{Cz1} \cdot b_1 = 0$$

Výpočty reakcí:

$$R_{Cx1} = \frac{-F_{r1} \cdot a_1}{b_1} = \frac{-460 \cdot 0,057}{0,062} = -423 \text{ N}$$

$$R_{Bx1} = F_{r1} - R_{Cx1} = 460 - (-423) = 883 \text{ N}$$

$$R_{Cy1} = -F_{a1} = -1587 \text{ N}$$

$$R_{Cz1} = \frac{-F_{t1} \cdot a_1}{b_1} = \frac{-2794 \cdot 0,057}{0,062} = -2569 \text{ N}$$

$$R_{Bz1} = F_{t1} - R_{Cz1} = 2794 - (-2569) = 5363 \text{ N}$$

Celková radiální síla:

$$R_{Br1} = \sqrt{R_{Bx1}^2 + R_{Bz1}^2} = \sqrt{883^2 + 5363^2} = 5435 \text{ N}$$

$$R_{Cr1} = \sqrt{R_{Cx1}^2 + R_{Cz1}^2} = \sqrt{(-423)^2 + (-2569)^2} = 2604 \text{ N}$$

Ohybové momenty:

$$\text{Bod B}_1: \quad M_{OB1x} = F_{r1} \cdot a_1 = 460 \cdot 0,057 = 26,2 \text{ N.m}$$

$$M_{OB1z} = F_{t1} \cdot a_1 = 2794 \cdot 0,057 = 159,3 \text{ N.m}$$

Celkové momenty:

$$\text{Bod B}_1: \quad M_{OB1} = \sqrt{M_{OB1x}^2 + M_{OB1z}^2} = \sqrt{26,2^2 + 159,3^2} = 161,4 \text{ N.m}$$

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_{O1max} = \frac{32 \cdot M_{OB1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 161,4}{\pi \cdot 0,028^3} = 74,89 \text{ MPa}$$

Maximální napětí v krutu:

$$\tau_{K1max} = \frac{16 \cdot M_1}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \cdot 89,74}{\pi \cdot 0,028^3} = 20,82 \text{ MPa}$$

Dílčí bezpečnost v ohybu:

$$k_{O1} = \frac{0,6 \cdot R_e}{\sigma_{O1max}} = \frac{0,6 \cdot 450}{74,89} = 3,605$$

Dílčí bezpečnost v krutu:

$$k_{K1} = \sqrt{\frac{R_e^2}{3 \cdot \tau_{K1max}^2}} = \sqrt{\frac{450^2}{3 \cdot 20,82^2}} = 12,479$$

Celková bezpečnost hřídele:

$$k_{C1} = \sqrt{\frac{k_{O1}^2 \cdot k_{K1}^2}{k_{O1}^2 + k_{K1}^2}} = \sqrt{\frac{3,605^2 \cdot 12,479^2}{3,605^2 + 12,479^2}} = 3,463$$

Předlohová hřídel – redukováný provoz

U dalších výpočtů hřídelů je uveden pouze vzorec a výsledek, protože dosazování by bylo velice rozsáhlé. Postup je stejný jako u vstupní hřídele.

Tabulka 21: Rozměry předlohové hřídele

Nejmenší průměr hřídele:	$d_2 = 35 \text{ mm}$
Délkové rozměry:	$a_2 = 43 \text{ mm}$
	$b_2 = 53 \text{ mm}$
	$c_2 = 103,5 \text{ mm}$
	$e_2 = 55,5 \text{ mm}$

Výpočty reakcí:

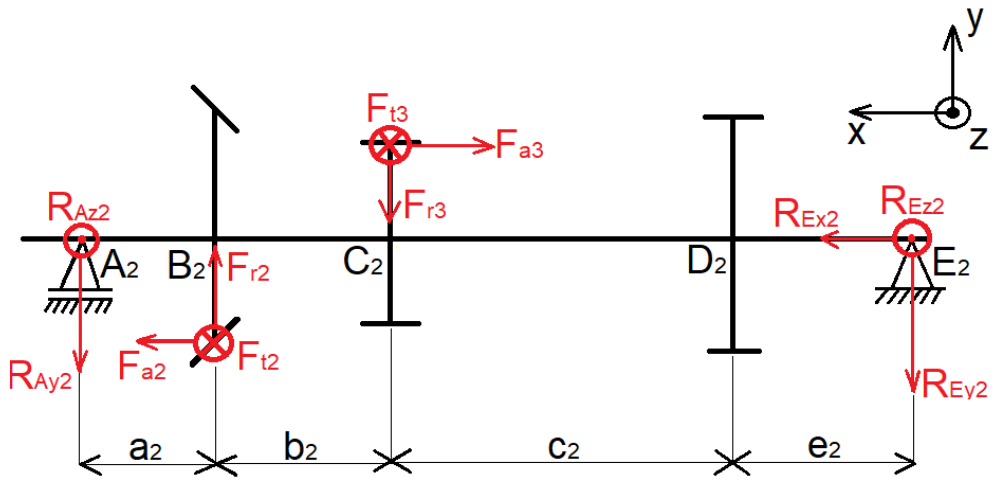
$$R_{Ex2} = F_{a3} - F_{a2} = 1137 \text{ N}$$

$$R_{Ey2} = \frac{F_{r2} \cdot a_2 - F_{r3} \cdot (a_2 + b_2)}{(a_2 + b_2 + c_2 + e_2)} = 579 \text{ N}$$

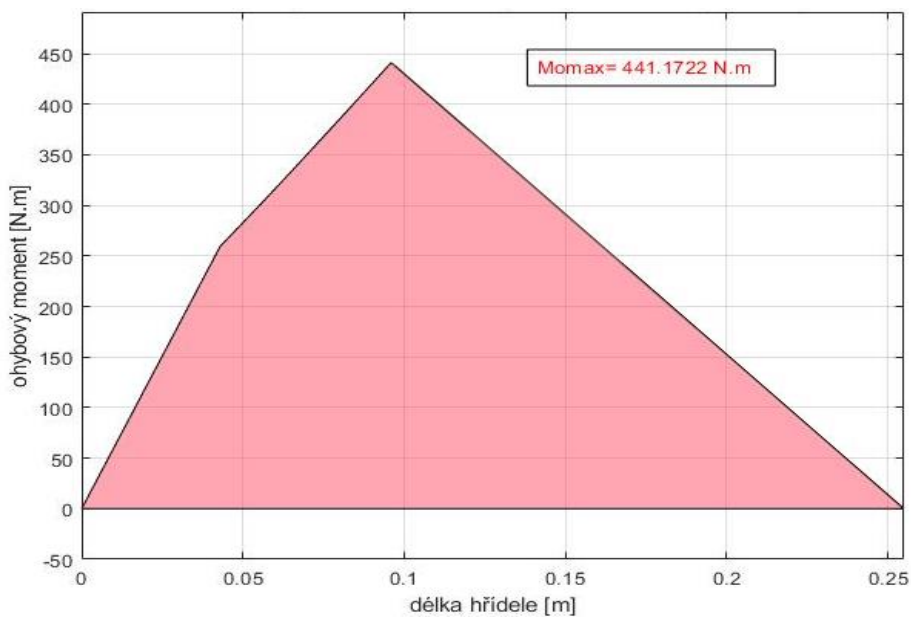
$$R_{Ay2} = F_{r2} - F_{r3} - R_{Ey2} = -79 \text{ N}$$

$$R_{Ez2} = \frac{+F_{t3} \cdot (a_2 + b_2) + F_{t2} \cdot a_2}{(a_2 + b_2 + c_2 + e_2)} = 2715 \text{ N}$$

$$R_{Az2} = F_{t2} + F_{t3} - R_{Ez3} = 6038 \text{ N}$$



Obrázek 11: Předlohová hřídel při zapojení soukolí 3–4 (redukovaný provoz)



Graf 2: Průběh ohybového momentu na předlohové hřídeli – redukovaný provoz

Celková radiální síla:

$$R_{Ar2} = \sqrt{R_{Ay2}^2 + R_{Az2}^2} = \sqrt{(-79)^2 + 6038^2} = 6039 \text{ N}$$

$$R_{Er2} = \sqrt{R_{Ey2}^2 + R_{Ez2}^2} = \sqrt{(-579)^2 + 2715^2} = 2776 \text{ N}$$

Ohybové momenty:**Bod B₂:**

$$M_{OB2y} = -R_{Ay2} \cdot a_2 = 3,4 \text{ N.m}$$

$$M_{OB2z} = R_{Az2} \cdot a_2 = 259,6 \text{ N.m}$$

Bod C₂:

$$M_{OC2y} = -R_{Ay2} \cdot (a_2 + b_2) + F_{r2} \cdot b_2 = 91,7 \text{ N.m}$$

$$M_{OC2z} = R_{Az2} \cdot (a_2 + b_2) - F_{t2} \cdot b_2 = 431,6 \text{ N.m}$$

Bod D₂:

$$M_{OD2y} = -R_{Ay2} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) + F_{r2} \cdot (b_2 + c_2) - F_{r3} \cdot c_2 = 31,8 \text{ N.m}$$

$$M_{OD2z} = R_{Az2} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) - F_{t2} \cdot (b_2 + c_2) - F_{t3} \cdot c_2 = 150,6 \text{ N.m}$$

Celkové momenty:

$$\text{Bod B}_2: \quad M_{OB2} = \sqrt{M_{OB2y}^2 + M_{OB2z}^2} = \sqrt{3,4^2 + 259,6^2} = 259,6 \text{ N.m}$$

$$\text{Bod C}_2: \quad M_{OC2} = \sqrt{M_{OC2y}^2 + M_{OC2z}^2} = \sqrt{91,7^2 + 431,6^2} = 441,2 \text{ N.m}$$

$$\text{Bod D}_2: \quad M_{OD2} = \sqrt{M_{OD2y}^2 + M_{OD2z}^2} = \sqrt{31,8^2 + 150,6^2} = 153,9 \text{ N.m}$$

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_{O2max} = \frac{32 \cdot M_{OC2}}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{32 \cdot 443,3}{\pi \cdot 0,035^3} = 105,32 \text{ MPa}$$

Maximální napětí v krutu:

$$\tau_{K2max} = \frac{16 \cdot M_2}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{16 \cdot 222,11}{\pi \cdot 0,035^3} = 26,38 \text{ MPa}$$

Dílčí bezpečnost v ohybu:

$$k_{O2} = \frac{0,6 \cdot R_e}{\sigma_{O2max}} = \frac{0,6 \cdot 450}{105,32} = 2,564$$

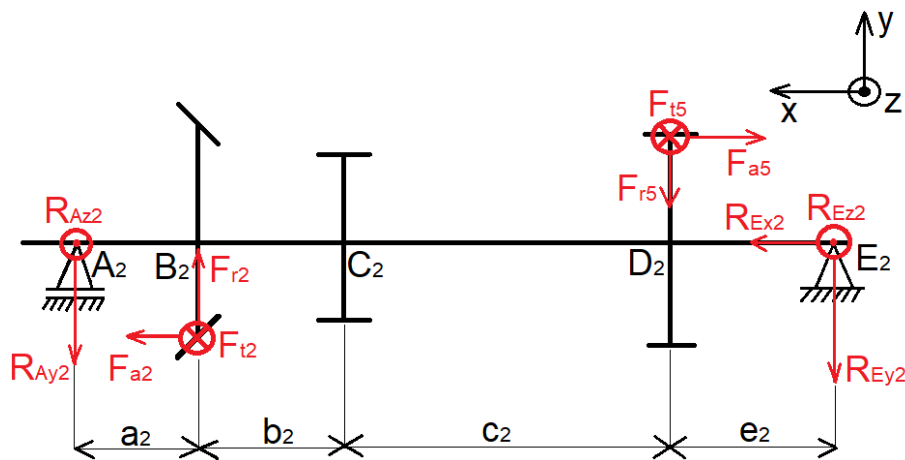
Dílčí bezpečnost v krutu:

$$k_{K2} = \sqrt{\frac{R_e^2}{3 \cdot \tau_{K2max}^2}} = \sqrt{\frac{450^2}{3 \cdot 26,38^2}} = 9,849$$

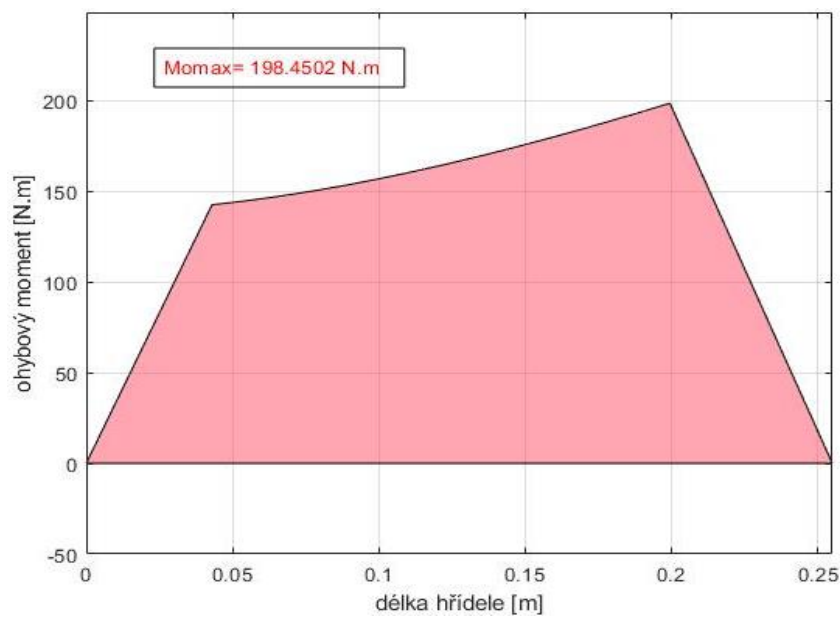
Celková bezpečnost hřídele:

$$k_{C2} = \sqrt{\frac{k_{O2}^2 \cdot k_{K2}^2}{k_{O2}^2 + k_{K2}^2}} = \sqrt{\frac{2,564^2 \cdot 9,849^2}{2,564^2 + 9,849^2}} = 2,481$$

Předlohová hřídel – běžný provoz



Obrázek 12: Předlohová hřídel při zapojení soukolí 5–6 (běžný provoz)



Graf 3: Průběh ohybového momentu na předlohové hřídeli – běžný provoz

Výpočty reakcí:

$$R_{Ex2} = F_{a5} - F_{a2} = 567 \text{ N}$$

$$R_{Ey2} = \frac{F_{r2} \cdot a_2 - F_{r5} \cdot (a_2 + b_2 + c_2)}{(a_2 + b_2 + c_2 + e_2)} = -862 \text{ N}$$

$$R_{Ay2} = F_{r2} - F_{r5} - R_{Ey2} = 1005 \text{ N}$$

$$R_{Ez2} = \frac{F_{t2} \cdot a_2 + F_{t5} \cdot (a_2 + b_2 + c_2)}{(a_2 + b_2 + c_2 + e_2)} = 3468 \text{ N}$$

$$R_{Az2} = +F_{t2} + F_{t5} - R_{Ez2} = 3157 \text{ N}$$

Celková radiální síla:

$$R_{Ar2} = \sqrt{R_{Ay2}^2 + R_{Az2}^2} = \sqrt{1005^2 + 3157^2} = 3313 \text{ N}$$

$$R_{Er2} = \sqrt{R_{Ey2}^2 + R_{Ez2}^2} = \sqrt{(-862)^2 + 3468^2} = 3574 \text{ N}$$

Ohybové momenty:**Bod B₂:**

$$M_{oB2y} = -R_{Ay2} \cdot a_2 = -43,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oB2z} = R_{Az2} \cdot a_2 = 135,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Bod C₂:

$$M_{oC2y} = -R_{Ay2} \cdot (a_2 + b_2) + F_{r2} \cdot b_2 = -12,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oC2z} = R_{Az2} \cdot (a_2 + b_2) - F_{t2} \cdot b_2 = 155,0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Bod D₂:

$$M_{oD2y} = -R_{Ay2} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) + F_{r2} \cdot (b_2 + c_2) = 47,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oD2z} = R_{Az2} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) - F_{t2} \cdot (b_2 + c_2) = 192,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkové momenty:

Bod B₂:
$$M_{OB2} = \sqrt{M_{OB2y}^2 + M_{OB2z}^2} = \sqrt{(-43,2)^2 + 135,8^2} = 142,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Bod C₂:
$$M_{OC2} = \sqrt{M_{OC2y}^2 + M_{OC2z}^2} = \sqrt{(-12,4)^2 + 155^2} = 155,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Bod D₂:
$$M_{OD2} = \sqrt{M_{OD2y}^2 + M_{OD2z}^2} = \sqrt{47,9^2 + 192,6^2} = 198,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_{O2max} = \frac{32 \cdot M_{OD2}}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{32 \cdot 198,5}{\pi \cdot 0,035^3} = 47,16 \text{ MPa}$$

Maximální napětí v krutu:

$$\tau_{K2max} = \frac{16 \cdot M_2}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{16 \cdot 222,11}{\pi \cdot 0,035^3} = 26,38 \text{ MPa}$$

Dílčí bezpečnost v ohybu:

$$k_{O2} = \frac{0,6 \cdot R_e}{\sigma_{O2max}} = \frac{0,6 \cdot 450}{47,16} = 5,725$$

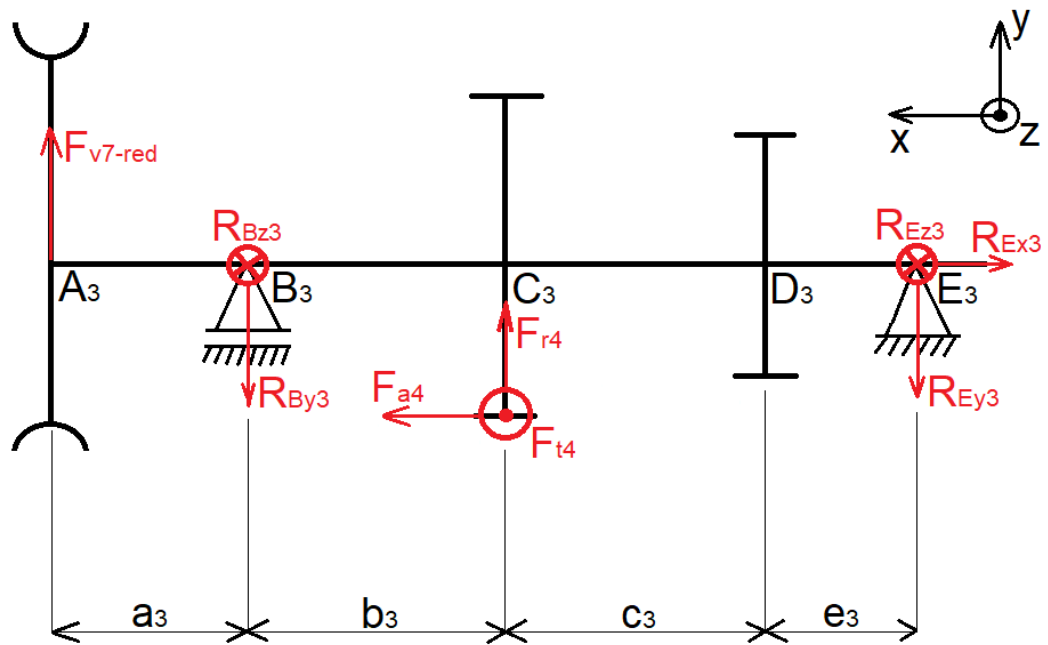
Dílčí bezpečnost v krutu:

$$k_{K2} = \sqrt{\frac{R_e^2}{3 \cdot \tau_{K2max}^2}} = \sqrt{\frac{450^2}{3 \cdot 26,38^2}} = 9,849$$

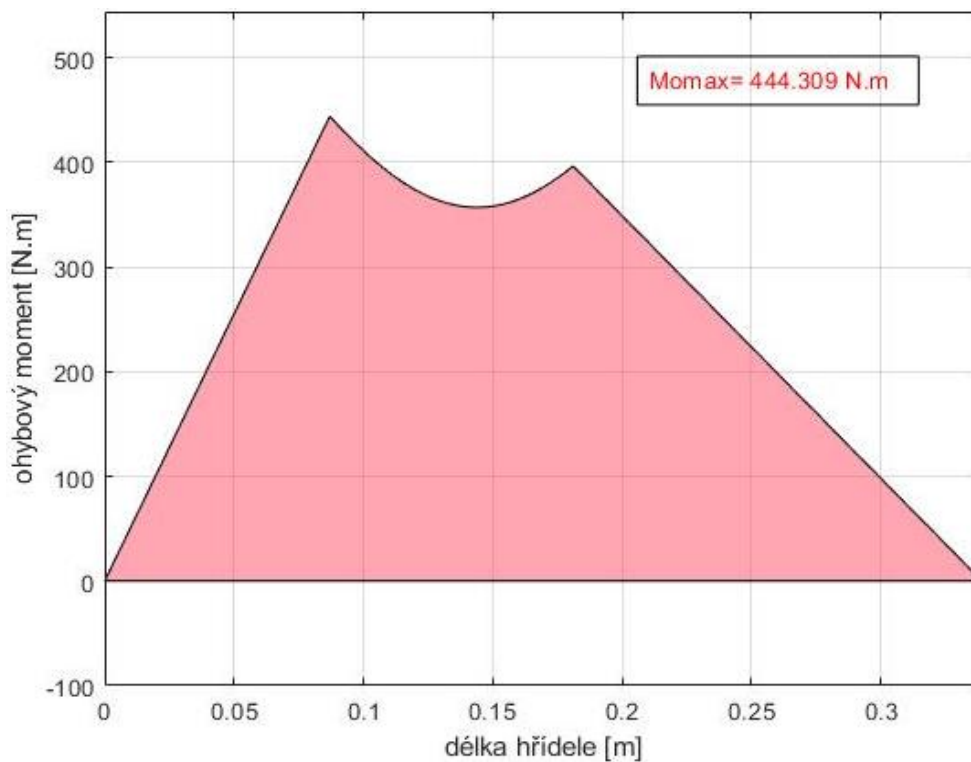
Celková bezpečnost hřídele:

$$k_{C2} = \sqrt{\frac{k_{O2}^2 \cdot k_{K2}^2}{k_{O2}^2 + k_{K2}^2}} = \sqrt{\frac{5,725^2 \cdot 9,849^2}{5,725^2 + 9,849^2}} = 4,950$$

Výstupní hřídel – redukováný provoz



Obrázek 13: Výstupní hřídel při zapojení soukolí 3–4 (redukováný provoz)



Graf 4: Průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli – redukováný provoz

Tabulka 22: Rozměry výstupní hřídele

Nejmenší průměr hřídele:	$d_3 = 40 \text{ mm}$
Délkové rozměry:	$a_3 = 87 \text{ mm}$
	$b_3 = 94 \text{ mm}$
	$c_3 = 103,5 \text{ mm}$
	$e_3 = 54,5 \text{ mm}$

Výpočty reakcí:

$$R_{Ex3} = F_{a4} = 2245 \text{ N}$$

$$R_{Ey3} = \frac{F_{r4} \cdot b_3 - F_{v7-red} \cdot a_3}{(b_3 + c_3 + e_3)} = 1167 \text{ N}$$

$$R_{By3} = F_{v7-red} + F_{r4} - R_{Ey3} = 7871 \text{ N}$$

$$R_{Ez3} = \frac{F_{t4} \cdot b_3}{(b_3 + c_3 + e_3)} = 2223 \text{ N}$$

$$R_{Bz3} = F_{t4} - R_{Ez3} = 3736 \text{ N}$$

Celková radiální síla:

$$R_{Br3} = \sqrt{R_{By3}^2 + R_{Bz3}^2} = \sqrt{7871^2 + 3736^2} = 8713 \text{ N}$$

$$R_{Er3} = \sqrt{R_{Ey3}^2 + R_{Ez3}^2} = \sqrt{(-1167)^2 + (2223)^2} = 2511 \text{ N}$$

Ohybové momenty:

Bod B₃:

$$M_{oB3y} = F_{v7-red} \cdot a_3 = 444,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Bod C₃:

$$M_{oC3y} = F_{v7-red} \cdot (a_3 + b_3) - R_{By3} \cdot b_3 = 184,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{oC3z} = -R_{Bz3} \cdot b_3 = -351,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Bod D₃:

$$M_{OD3y} = F_{v7-red} \cdot (a_3 + b_3 + c_3) - R_{By3} \cdot (b_3 + c_3) + F_{r4} \cdot c_3 = 63,7 \text{ N.m}$$

$$M_{OD3z} = -R_{Bz3} \cdot (b_3 + c_3) + F_{t4} \cdot c_3 = -121,1 \text{ N.m}$$

Celkové ohybové momenty:

$$\text{Bod B}_3: \quad M_{OB3} = M_{OB3y} = 444,3 \text{ N.m}$$

$$\text{Bod C}_3: \quad M_{OC3} = \sqrt{M_{OC3y}^2 + M_{OC3z}^2} = \sqrt{184,5^2 + (-351,2)^2} = 396,7 \text{ N.m}$$

$$\text{Bod D}_3: \quad M_{OD3} = \sqrt{M_{OD3y}^2 + M_{OD3z}^2} = \sqrt{63,7^2 + (-121,1)^2} = 136,8 \text{ N.m}$$

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_{O3max} = \frac{32 \cdot M_{OB3}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{32 \cdot 444,3}{\pi \cdot 0,040^3} = 70,71 \text{ MPa}$$

Maximální napětí v krutu:

$$\tau_{K3max} = \frac{16 \cdot M_{3-red}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 538,62}{\pi \cdot 0,040^3} = 42,86 \text{ MPa}$$

Dílčí bezpečnost v ohybu:

$$k_{O3} = \frac{0,6 \cdot R_e}{\sigma_{O3max}} = \frac{0,6 \cdot 450}{70,71} = 3,818$$

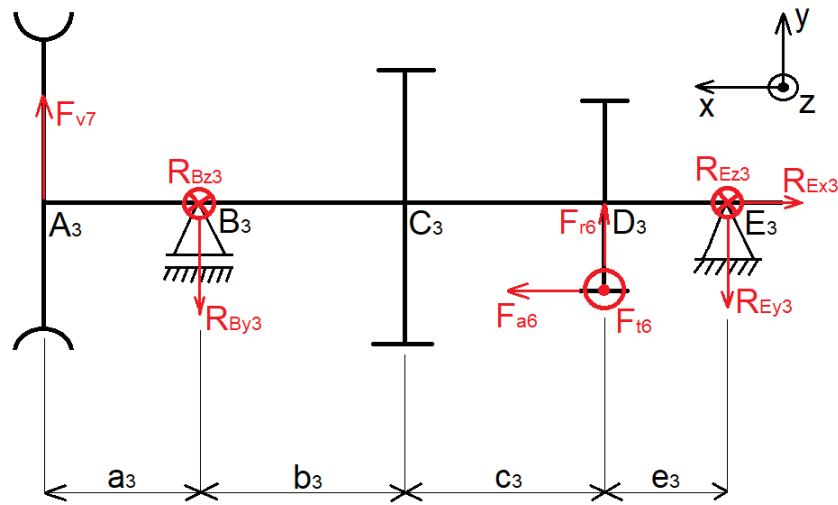
Dílčí bezpečnost v krutu:

$$k_{K3} = \sqrt{\frac{R_e^2}{3 \cdot \tau_{K3max}^2}} = \sqrt{\frac{450^2}{3 \cdot 42,86^2}} = 6,062$$

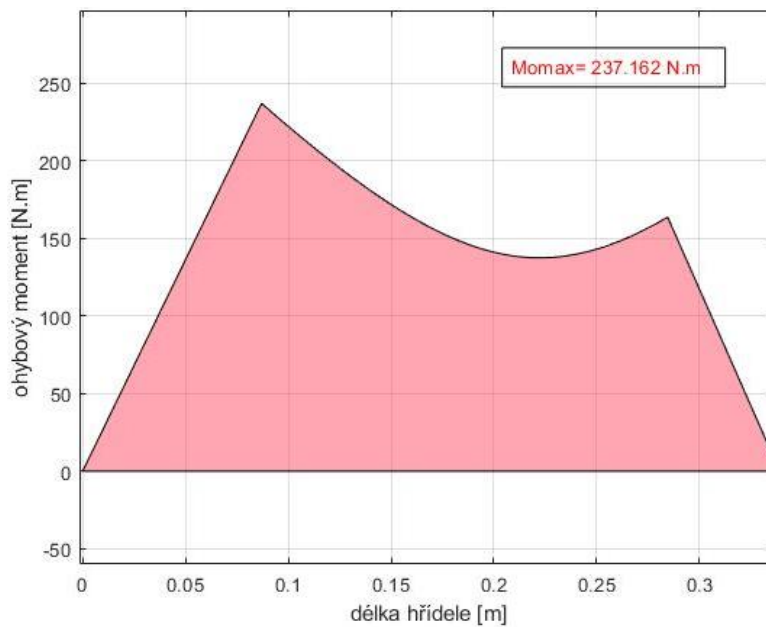
Celková bezpečnost hřídele:

$$k_{C3} = \sqrt{\frac{k_{O3}^2 \cdot k_{K3}^2}{k_{O3}^2 + k_{K3}^2}} = \sqrt{\frac{3,818^2 \cdot 6,062^2}{3,818^2 + 6,062^2}} = 3,231$$

Výstupní hřídel – běžný provoz



Obrázek 14: Výstupní hřídel při zapojení soukolí 5–6 (běžný provoz)



Graf 5: Průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli – běžný provoz

Výpočty reakcí:

$$R_{Ex3} = F_{a6} = 1444 \text{ N}$$

$$R_{Ey3} = \frac{F_{r6} \cdot (b_3 + c_3) - F_{v7} \cdot a_3}{(b_3 + c_3 + e_3)} = -136 \text{ N}$$

$$R_{By3} = F_{v7} + F_{r6} - R_{Ey3} = 3889 \text{ N}$$

$$R_{Ez3} = \frac{F_{t6} \cdot (b_3 + c_3)}{(b_3 + c_3 + e_3)} = 3002 \text{ N}$$

$$R_{Bz3} = F_{t6} - R_{Ez3} = 829 \text{ N}$$

Celková radiální síla:

$$R_{Br3} = \sqrt{R_{By3}^2 + R_{Bz3}^2} = \sqrt{3889^2 + 829^2} = 3976 \text{ N}$$

$$R_{Er3} = \sqrt{R_{Ey3}^2 + R_{Ez3}^2} = \sqrt{(-136)^2 + 3002^2} = 3005 \text{ N}$$

Ohybové momenty:

Bod B₃: $M_{oB3y} = F_{v7} \cdot a_3 = 237,2 \text{ N} \cdot \text{m}$

Bod C₃: $M_{oC3y} = F_{v7} \cdot (a_3 + b_3) - R_{By3} \cdot b_3 = 127,8 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$M_{oC3z} = -R_{Bz3} \cdot b_3 = -77,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Bod D₃: $M_{oD3y} = F_{v7} \cdot (a_3 + b_3 + c_3) - R_{By3} \cdot (b_3 + c_3) = 7,5 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$M_{oD3z} = -R_{Bz3} \cdot (b_3 + c_3) = -163,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkové momenty:

Bod B₃: $M_{OB3} = M_{oB3y} = 237,2 \text{ N} \cdot \text{m}$

Bod C₃: $M_{OC3} = \sqrt{M_{oC3y}^2 + M_{oC3z}^2} = \sqrt{127,8^2 + (-77,9)^2} = 149,7 \text{ N} \cdot \text{m}$

Bod D₃: $M_{OD3} = \sqrt{M_{oD3y}^2 + M_{oD3z}^2} = \sqrt{7,5^2 + (-163,7)^2} = 163,9 \text{ N} \cdot \text{m}$

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_{O3max} = \frac{32 \cdot M_{OD3}}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{32 \cdot 237,2}{\pi \cdot 0,040^3} = 37,75 \text{ MPa}$$

Maximální napětí v krutu:

$$\tau_{K3max} = \frac{16 \cdot M_3}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 269,31}{\pi \cdot 0,040^3} = 21,43 \text{ MPa}$$

Dílčí bezpečnost v ohybu:

$$k_{O3} = \frac{0,6 \cdot R_e}{\sigma_{O3max}} = \frac{0,6 \cdot 450}{37,75} = 7,15$$

Dílčí bezpečnost v krutu:

$$k_{K3} = \sqrt{\frac{R_e^2}{3 \cdot \tau_{K3max}^2}} = \sqrt{\frac{450^2}{3 \cdot 21,43^2}} = 12,124$$

Celková bezpečnost hřídele:

$$k_{C3} = \sqrt{\frac{k_{O3}^2 \cdot k_{K3}^2}{k_{O3}^2 + k_{K3}^2}} = \sqrt{\frac{7,151^2 \cdot 12,124^2}{7,151^2 + 12,124^2}} = 6,159$$

3.5.7 Návrh ložisek

Ložiska dodá firma SKF. Používáme jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem.

Parametry pro všechna ložiska:

Exponent rovnice trvanlivost pro ložiska s bodovým stykem: $p = 3$

Požadovaná trvanlivost ložiska: $L_h = 8\,000$ hod

Vstupní hřídel

Tabulka 23: Parametry ložiska SKF 7308 BECBY

Dynamická únosnost	$C = 53\,000$ N
Statická únosnost	$C_0 = 35\,500$ N
Vnitřní průměr	$d = 40$ mm
Poměrový součinitel	$e = 1,14$ [-]
Koeficient axiálního dynamického zatížení	$Y_1 = 0,55$ [-]

Ekvivalentní dynamické zatížení:**Bod B₁:**

Radiální síla na ložisko: $R_{Br1} = P_{B1} = 5435 \text{ N}$

Bod C₁:

Radiální síla na ložisko: $R_{Cr1} = 2604 \text{ N}$

Axiální síla na ložisko: $R_{Cy1} = 1587 \text{ N}$

$$\frac{R_{Cy1}}{R_{Cr1}} = \frac{1587}{2604} = 0,610 [-], \quad \frac{R_{Cy1}}{R_{Cr1}} < e$$

$$P_{C1} = R_{Cr1} + Y_1 \cdot R_{Cy1} = 2604 + 0,55 \cdot 1587 = 3477 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{hB1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C}{P_{B1}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1470} \cdot \left(\frac{53\,000}{5435} \right)^3 = 10\,514 \text{ hodin}$$

$$L_{hC1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C}{P_{C1}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1470} \cdot \left(\frac{53\,000}{3477} \right)^3 = 40\,156 \text{ hodin}$$

Ložisko v bodě C₁ je předimenzované, zvolíme jiné.

Tabulka 24: Parametry ložiska SKF 7306 BEGAP

Dynamická únosnost	C = 35 500 N
Statická únosnost	C ₀ = 21 200 N
Vnitřní průměr	d = 30 mm
Poměrový součinitel	e = 1,14 [-]
Koeficient axiálního dynamického zatížení	Y ₁ = 0,55 [-]

Trvanlivost ložiska:

$$L_{hC1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C}{P_{C1}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 1470} \cdot \left(\frac{35500}{3477} \right)^3 = 12\,067 \text{ hodin}$$

Předlohová hřídel – redukováný provoz

Tabulka 25: Parametry ložiska SKF 7307 BECBY

Dynamická únosnost	$C = 41\,500\text{ N}$
Statická únosnost	$C_0 = 26\,500\text{ N}$
Vnitřní průměr	$d = 35\text{ mm}$
Poměrový součinitel	$e = 1,14 [-]$
Koeficient axiálního dynamického zatížení	$Y_1 = 0,55 [-]$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

Bod A₂:

Radiální síla na ložisko: $R_{Ar2} = P_{A2} = 6039\text{ N}$

Bod E₂:

Radiální síla na ložisko: $R_{Er2} = 2776\text{ N}$

Axiální síla na ložisko: $R_{Ex2} = 1137\text{ N}$

$$\frac{R_{Ex2}}{R_{Er2}} = \frac{1137}{2776} = 0,410 [-], \quad \frac{R_{Ex2}}{R_{Er2}} \leq e$$

$$P_{E2} = R_{Er2} + Y_1 \cdot R_{Ex2} = 2776 + 0,55 \cdot 1137 = 3401\text{ N}$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{hA2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P_{A2}}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 588} \cdot \left(\frac{41500}{6039}\right)^3 = 9\,199\text{ hodin}$$

$$L_{hE2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P_{E2}}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 588} \cdot \left(\frac{41500}{3401}\right)^3 = 51\,499\text{ hodin}$$

Druhé ložisko je předdimenzované, nebudeme ale volit jiné, protože kdybychom zmenšili průměr hřídele, nevydržela by na kombinované namáhání. Dalším důvodem je také to, že při běžném provozu jsou ložiska jinak namáhána, nedosáhli bychom tedy požadované trvanlivosti.

Předlohová hřídel – běžný provoz

Ekvivalentní dynamické zatížení:

Bod A₂:

Radiální síla na ložisko $R_{Ar2} = P_{A2} = 3313 \text{ N}$

Bod E₂:

Radiální síla na ložisko: $R_{Er2} = 3574 \text{ N}$

Axiální síla na ložisko: $R_{Ex6} = 567 \text{ N}$

$$\frac{R_{Ex2}}{R_{Er2}} = \frac{567}{3574} = 0,159 [-], \quad \frac{R_{Ex2}}{R_{Er2}} < e$$

$$P_{E2} = R_{Er2} + Y_1 \cdot R_{Ex2} = 3574 + 0,55 \cdot 567 = 3886 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{hA2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P_{A2}}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 588} \cdot \left(\frac{41500}{3313}\right)^3 = 55\,712 \text{ hodin}$$

$$L_{hE2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P_{E2}}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 588} \cdot \left(\frac{41500}{3886}\right)^3 = 34\,523 \text{ hodin}$$

Výstupní hřídel – redukováný provoz

Tabulka 26: Parametry ložiska SKF 7209 BECBY

Dynamická únosnost	$C = 44\,000 \text{ N}$
Statická únosnost	$C_0 = 32\,000 \text{ N}$
Vnitřní průměr	$d = 45 \text{ mm}$
Poměrový součinitel	$e = 0,68 [-]$
Koeficient axiálního dynamického zatížení	$Y_1 = 0,92 [-]$
Koeficient axiálního dynamického zatížení	$Y_2 = 1,41 [-]$
Koeficient radiálního dynamického zatížení	$X = 0,67 [-]$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

Bod B₃:

Radiální síla na ložisko: $R_{Br3} = P_{B3} = 8713 \text{ N}$

Bod E₃:

Radiální síla na ložisko: $R_{Er3} = 2511 \text{ N}$

Axiální síla na ložisko: $R_{Ex3} = 2245 \text{ N}$

$$\frac{R_{Ex3}}{R_{Er3}} = \frac{2245}{2511} = 0,894 [-], \quad \frac{R_{Ex3}}{R_{Er3}} > e$$

$$P_{E3} = X \cdot R_{Er3} + Y_2 \cdot R_{Ex3} = 0,67 \cdot 2511 + 1,41 \cdot 2245 = 4848 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{hB3} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{3-red}} \cdot \left(\frac{C}{P_{B3}}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 235,2} \cdot \left(\frac{44000}{8713}\right)^3 = 9\,126 \text{ hodin}$$

$$L_{hE3} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{3-red}} \cdot \left(\frac{C}{P_{E3}}\right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 235,2} \cdot \left(\frac{44000}{4848}\right)^3 = 52\,976 \text{ hodin}$$

Výstupní hřídel – běžný provoz

Ekvivalentní dynamické zatížení:

Bod B₃:

Radiální síla na ložisko: $R_{Br3} = P_{B3} = 3976 \text{ N}$

Bod E₃:

Radiální síla na ložisko: $R_{Er3} = 3005 \text{ N}$

Axiální síla na ložisko: $R_{Ex3} = 1444 \text{ N}$

$$\frac{R_{Ex3}}{R_{Er3}} = \frac{1444}{3005} = 0,481 [-], \quad \frac{R_{Ex3}}{R_{Er3}} < e$$

$$P_{E3} = R_{Er3} + Y_1 \cdot R_{Ex3} = 3005 + 0,92 \cdot 1444 = 4333 \text{ N}$$

Trvanlivost ložiska:

$$L_{hA3} = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot \left(\frac{C}{P_{B3}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 470,4} \cdot \left(\frac{44000}{3976} \right)^3 = 48\,018 \text{ hodin}$$

$$L_{hB3} = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot \left(\frac{C}{P_{E3}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 470,4} \cdot \left(\frac{44000}{4333} \right)^3 = 37\,100 \text{ hodin}$$

3.5.8 Návrhy spojů hřídele a ozubených kol

Stroje a zařízení jsou navzájem spojeny a tvoří tak jednotný funkční celek. Účelem spoje je přenášení zatížení z jedné součásti na druhou. Z hlediska vazby je můžeme rozdělit na spojení pevné, pohyblivé a pružné. V našem případě je potřeba spojit hřídel s ozubeným kolem, tak aby docházelo k přenosu krouticího momentu. K tomu použijeme pevné spoje, které při spojení vytvoří tuhý celek. Použijeme jedny z nejběžnějších spojovacích součástí, jedná se o spojení pero-drážka. [10]

Vstupní hřídel – kuželové kolo 1

Tabulka 27: Rozměry drážky pro pero 8x7

Průměr hřídele	$d_1 = 30 \text{ mm}$
Šířka drážky	$b = 8 \text{ mm}$
Výška pera	$h = 7 \text{ mm}$
Dovolený tlak – pro neposuvný ocelový náboj	$p_D = 120 \text{ MPa}$

Délka pera:

$$l_{min} \geq \frac{4 \cdot M_1}{d_1 \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 97,11}{30 \cdot 7 \cdot 120} = 15,41 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů volíme délku pera $l = 25 \text{ mm}$.

Předloková hřídel – kuželové kolo 2

Tabulka 28: Rozměry drážky pro pero 12x8

Průměr hřídele	$d_2 = 40 \text{ mm}$
Šířka drážky	$b = 12 \text{ mm}$
Výška pera	$h = 8 \text{ mm}$
Dovolený tlak – pro neposuvný ocelový náboj	$p_D = 120 \text{ MPa}$

Délka pera:

$$l_{min} \geq \frac{4 \cdot M_2}{d_2 \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 242,78}{40 \cdot 8 \cdot 120} = 25,29 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů volíme délku pera $l = 32 \text{ mm}$.

Výstupní hřídel – čelní kolo 4

Tabulka 29: Rozměry drážky pro pero 14x9

Průměr hřídele	$d_3 = 50 \text{ mm}$
Šířka drážky	$b = 14 \text{ mm}$
Výška pera	$h = 9 \text{ mm}$
Dovolený tlak – pro neposuvný ocelový náboj	$p_D = 120 \text{ MPa}$

Délka pera:

$$l_{min} \geq \frac{4 \cdot M_{3-red}}{d_3 \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 607}{50 \cdot 9 \cdot 120} = 44,96 \text{ mm}$$

Volíme délku pera $l = 45 \text{ mm}$.

Výstupní hřídel – čelní kolo 6

Rozměry drážky pro pero 14x9 jsou stejné jako u čelního kola 4, viz tabulka 29.

Délka pera:

$$l_{min} \geq \frac{4 \cdot M_3}{d_3 \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 303,48}{50 \cdot 9 \cdot 120} = 22,48 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů volíme délku pera $l = 50 \text{ mm}$.

Výstupní hřídel – řetězové kolo 7

Rozměry drážky pro pero 12x8 jsou stejné jako u kuželového kola 2, viz tabulka 28.

Délka pera:

Počítám s větším z krouticích momentů, při redukovaném provozu.

$$l_{min} \geq \frac{4 \cdot M_{3-red}}{d_3 \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 607}{40 \cdot 8 \cdot 120} = 63,23 \text{ mm}$$

Volíme délku pera $l = 65 \text{ mm}$.

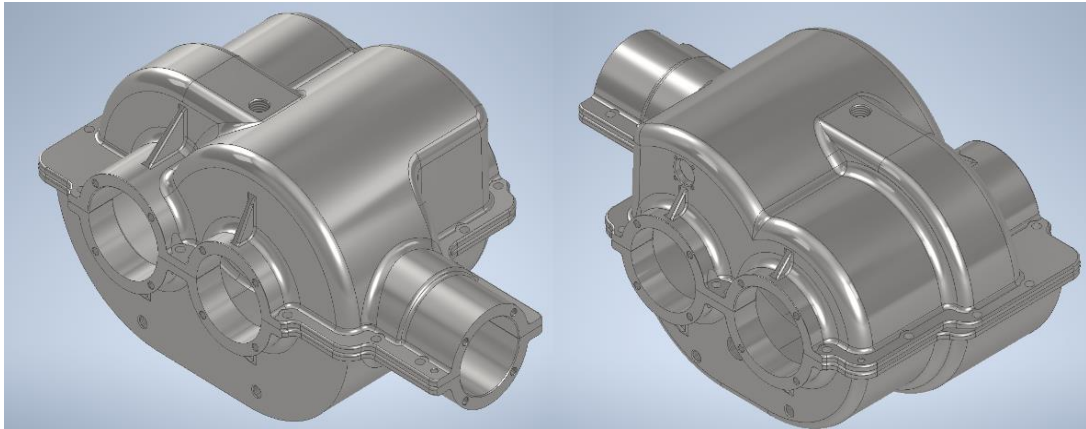
4 Návrh převodové skříně

Převodová skříň je vyráběna technologií odlévání, jež je velice nákladná a hodí se převážně pro výrobky složitých tvarů, které jsou jinak těžko vyrobitelné. Tato metoda je finančně velice nákladná, jelikož je potřeba vyrobit nejprve model, teprve následně se z modelu vyrobí forma na odlévání. Může se použít na kusové a střední série, ale největší využití bude mít při velkosériové výrobě, kde se používají odlévací formy, jež vydrží až několik tisíc procesů odlévání. Při návrhu odlitku je potřeba dbát na zaoblení všech hran a na úkosy ploch potřebné k tomu, aby bylo možné surový odlitek vyjmout z formy. Forma je pro horní i dolní část převodové skříně dvoudílná s jednou dělicí rovinou, která je v ose všech hřídelů.

Převodová skříň je spojena pomocí šestnácti šroubů M8 se šestihrannou hlavou a dvěma kalenými kolíky, které slouží k vystředění správné pozice horní a dolní části skříně. Šrouby pro spojení jsou navrhovány výhradně tak, aby byly co nejbliž k ložiskům, které zachycují radiální síly, jež se snaží rozevřít převodovou skříň. Na skříně jsou také díry se závitem pro šrouby velikosti M8, které drží víčka převodové skříně. Víčka jsou vyrobena technologií tváření, konkrétně se jedná o stříhání. Tato technologie je výhodnější obzvláště pro větší série, kde by se jinak muselo každé víčko obrábět. Slouží jako kryt ložisek, u nichž musí být zachována možnost jednoduché výměny.

Pro případnou manipulaci s převodovkou má horní část skříně závit M20 pro závěsný šroub, který se nachází blízko těžiště převodové skříně. Dolní část skříně má čtyři vnitřní nálitky a do nich je vyvrtán závit M10, díky tomu je možno převodovou skříň

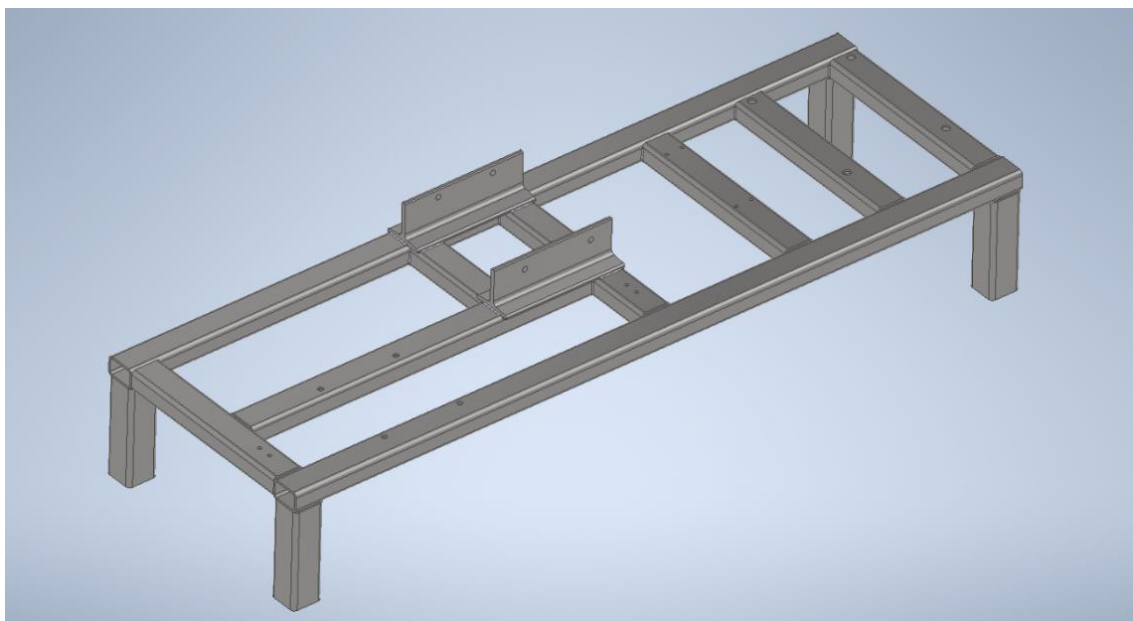
přišroubovat k rámu stroje. V nejspodnější části skříně je vyvrtán otvor pro vypouštění oleje, a to pomocí šroubu.



Obrázek 15: Model převodové skříně – přední a zadní pohled

5 Návrh rámu

Rám je strojní část, ke které jsou přidělaný všechny části pohonného systému. Zachycuje síly z ložisek, chvění a vibrace. Rám je vyroben technologií svařování z normalizovaných obdélníkových a čtvercových profilů, také dvou T-profilů pro uchycení převodovky. Svařování představuje pro rám rozhodně nejjednodušší technologii výroby, která je velice levná a běžně dostupná. Jedná se o profily 60x40x4, 60x60x4 normy ČSN 42 5720. U T profilu se jedná o profil 80-250-A normy ČSN 42 5580.

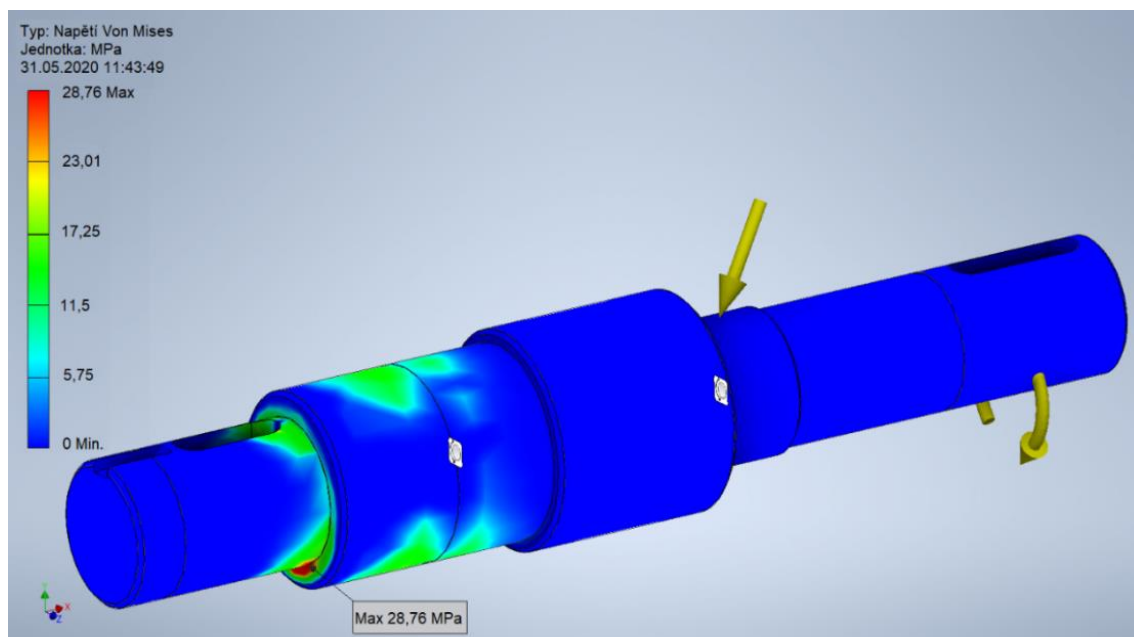


Obrázek 16: Svařovaný rám

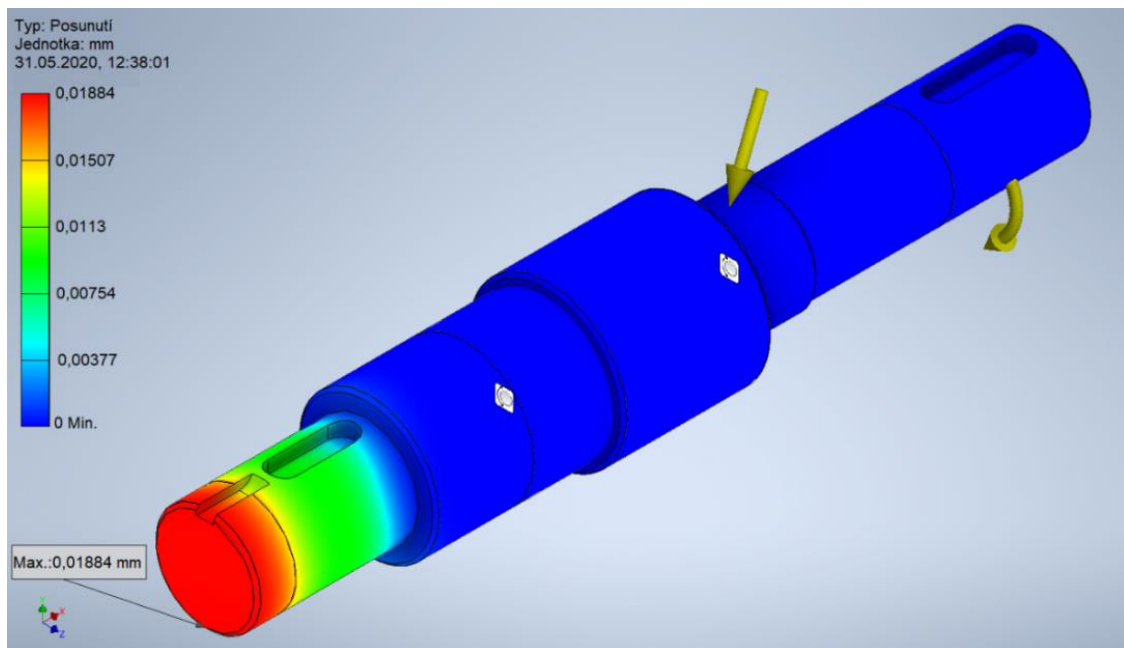
6 Kontrola hřídelů metodou konečných prvků

Metodu konečných prvků provádíme pro kontrolu hřídelů v programu Autodesk Inventor 2020. Ta využívá výpočetní techniky, kde se námi vytvořený geometrický model rozdělí na jednotlivé prvky. Prvky vytvoří takzvanou síť a na jejich krajích jsou takzvané uzly. Model musí mít přiřazený materiál s definovanými konstantami, jako je Youngův modul pružnosti v tahu a Poissonova konstanta. Poté je nutné zadat všechny okrajové podmínky, mezi něž patří vazby ložisek, vnější síly, momenty a spojitá zatížení, jež na hřídel působí. Geometrický model musí mít nula stupňů volnosti, jinak by měl možnost se pohybovat a došlo by k chybě. Pokud je toho dosaženo, je možné zahájit výpočet, který dokáže určit deformaci, přetvoření a napětí všech uzlů.

Nevýhodou této metody je, že nepřiliš zkušený uživatel často udělá chybu a ve výsledku si jí ani nevšimne. Je tedy důležité předpokládat, že není vše zadáno správně a výsledek může být chybný. Software nám nemusí vždy oznámit chybu, avšak při větších chybách se nám většinou objeví chybové hlášení a výpočet neproběhne, v případě menších chyb tomu tak být nemusí.



Obrázek 17: Analýza napětí metodou konečných prvků – vstupní hřídel



Obrázek 18: Analýza deformace metodou konečných prvků – vstupní hřídel

Provedli jsme tedy kontrolu pro všechny čtyři hřídele v převodovce. Výsledky napětí, které nám poskytla tato metoda, jsou srovnatelné s naším ručním výpočtem. Tato metoda však zobrazuje napětí na všech částech hřídele, zatímco náš výpočet platil pouze pro největší napětí, zpravidla na nejmenším průměru hřídele. Pro ověření, že tento výpočet proběhl správně, zde uvádíme i analýzu deformace. Maximální deformace vstupní hřídele je 0,0188 mm, což je přijatelná hodnota. K největšímu deformaci dochází v místě kuželového kola, kde působí velké síly a tato část hřídele je také daleko od ložiska.

7 Ekonomické zhodnocení

V této kapitole bude zpracován finanční odhad všech kupovaných a vyráběných součástí, a to společně s montáží a technologickými výrobními procesy pro kompletní sestavení a funkci pohonného systému. Budeme předpokládat, že výroba je sériová, a proto budou náklady menší, než kdyby bylo vyráběno pouze několik kusů. Jedná se pouze o odhad, jelikož není možno s jistotou zjistit cenu všech vyráběných součástí jako u normalizovaných položek. Vše, co je možno nakoupit od výrobců, bude zakoupeno, protože vlastní výroba by byla nákladnější. Mezi objednané položky tedy patří: elektromotor, lamelová spojka, ložiska, spojovací prvky, řetěz a těsnění. Zbývající součásti je nutno s požadovanou přesností vyrobit (dle výrobních výkresů).

Tabulka 30: Cenový odhad všech položek

Položka	Cena [Kč]
Elektromotor	15 596
Ozubená kola	15 000
Lamelová spojka	9 500
Ložiska	9 500
Převodová skříň	6 200
Hřídele	3 000
Řetězová kola	3 000
Rám	1 900
Řetěz	1 300
Víčka	400
Spojovací materiál, těsnění	450
Montáž	4 000
Celkem	69 846

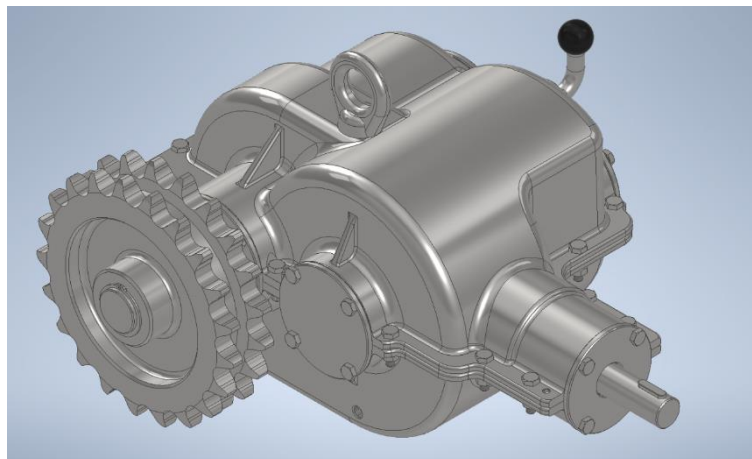
Celý pohonný systém vyjde odhadem na 69 846 Kč v případě sériové výroby. Mezi nejdražší patří převodová skříň, ozubená kola, řetězová kola a hřídele. Drahý je hlavně jejich materiál a technologie výroby. Odlévání je velmi drahá technologie, ale pro sériovou výrobu skříně je výhodná. Hřídele a ozubená kola budou obráběná. Víčka skříně se budou stříhat z plechů. Jsou zde potřeba i další vyráběné součásti, avšak ty nejdražší už byly zmíněny.

8 Závěr

Úkolem bylo navrhnout pohonný systém pro pásový dopravník pro povrchový důl, zadanými parametry byly výkon a otáčky, s možností přeřazení na redukováný převod na polovinu otáček. Nejprve jsme provedli rešerši a celkové rozdělení dopravníků.

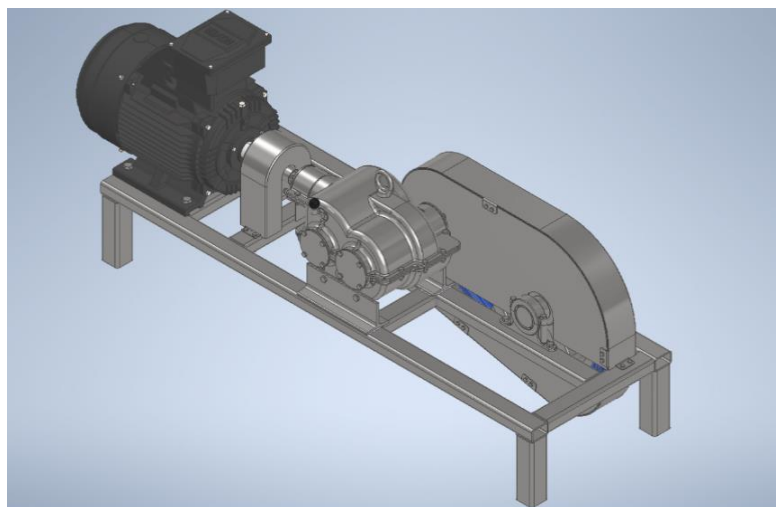
Následovaly první návrhy pohonného systému, schéma celého systému, volba motoru a spojky. Další kapitolou byla samotná převodovka, bylo nutné nakreslit schéma, vymyslet způsob řazení za chodu a spočítat jednotlivé převodové soukolí, navrhnout hřídele, ložiska a délky per. Když jsme měli vypočteny všechny parametry převodovky, mohli jsme začít modelovat ve 3D. Při tomto kroku se spousta výpočtů ještě upravila nebo

přepočítala, a to kvůli konstrukci. Časově nejnáročnější, co se modelu týče, bylo navrhnout převodovou skříň, tak aby šla co nejlépe odlít, aby její tvar byl dostatečně komplexní pro odvod tepla a ve vnitřní části převodovky nebylo příliš volného místa a tím pádem i zbytečně moc oleje. Na druhou stranu bylo žádoucí dosáhnout rozumné hodnoty hmotnosti převodové skříně.



Obrázek 19: Sestava převodovky

Po kompletní vymodelování sestavy převodovky a po vytvoření výkresové dokumentace jsme začali vytvářet 3D sestavu pohonného systému. Navrhli jsme svařovaný rám z normalizovaných profilů. Na tento rám byl umístěn námi vybraný motor, spojka a sestava převodovky. Celý pohonný systém byl tedy navržen a v konečné fázi byly ještě zkontrolovány hřídele metodou konečných prvků ve výpočetním programu a celý pohonný systém byl ekonomicky zhodnocen.



Obrázek 20: Sestava pohonného systému

Seznam použité literatury

- [1] *ELUC: elektronická učebnice* [online]. [cit. 2020-04-16]. Dostupné z:
<https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1923>
- [2] *ZAK, spol. s.r.o.: Zámečnictví a kovoobrábění* [online]. [cit. 2020-04-16]. Dostupné z:
http://www.zakhodonin.cz/produkty_a_sluzby.html
- [3] *Aline Conveyors Pvt Ltd* [online]. [cit. 2020-04-16]. Dostupné z:
<https://www.alineconveyors.com/overhead-conveyor/>
- [4] *PROMUS Katowice* [online]. [cit. 2020-04-16]. Dostupné z:
<http://www.promus.katowice.pl/cs/nabidka/dopravniky/koreckove-dopravniky/>
- [5] *Samarth Conveyors* [online]. [cit. 2020-04-16]. Dostupné z:
<https://samarthconveyors.in/industrial-elevators.html>
- [6] *NAVZAS s.r.o.* [online]. [cit. 2020-04-16]. Dostupné z:
<http://www.navzas.cz/doc/snekove-dopravniky>
- [7] *Assertive Engineering* [online]. [cit. 2020-04-16]. Dostupné z:
<https://assertiveengineering.com/ss-screw-conveyor/>
- [8] DOLEČEK, Josef a Zdeněk HOLOUBEK. *Strojnictví II: pro střední odborná učiliště. 3., nezměn. vyd.* Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-030-0036-X.
- [9] *PSP Pohony a.s* [online]. [cit. 2020-04-16]. Dostupné z:
<http://www.pohony.cz/cs/spojky/katalog/elektromagneticke-lamelove-spojky-7/elektromagneticka-lamelova-spojka-elk-7>
- [10] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů 2.díl: stručný přehled.* Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
- [11] *DriveTribe* [online]. 2018 [cit. 2020-04-16]. Dostupné z:
https://drivetribe.com/p/shiftin-gears-n-crackin-synchronisers-LAcv3KcqTua0AOoH_v_3-g?iid=XyIbbn6dRy-_ODjUfPCr_A

[12] BUREŠ, Miroslav. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* [online]. Liberec: Skriptum Technická univerzita v Liberci, 2006 [cit. 2020-04-17].

Dostupné z:

http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf

[13] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-718-3312-6.

[14] PRÁŠIL, Ludvík. *Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby* [online]. Liberec: Skriptum Technická univerzita v Liberci, 2010 [cit. 2020-04-27]. Dostupné z:

http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf

[15] *Výpočet a konstrukce řetězových převodů* [online]. [cit. 2020-07-11]. Dostupné z:

http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Retezy.pdf

Seznam příloh

Příloha 1: Výkres hřídele

Příloha 2: Výkres čelního kola

Příloha 3: Výkres víčka

Příloha 4: Výkres převodovky

Příloha 5: Kusovník 1

Příloha 6: Kusovník 2

Příloha 7: Kusovník 3

Příloha 8: CD se všemi modely, výkresy a této bakalářské práce v pdf