

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

**Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel**

**Nápravová převodovka pro pohon dvojkolí otočného
dvounápravového podvozku nízkopodlažní tramvaje**

**Axle-Gearbox for Drive of Wheelset of Two-Axle Pivoting
Bogie of Low-Floor Tram**

Bakalářská práce

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

Vedoucí práce: *doc. Ing. Josef Kolář, CSc.*

Petr Rajdl

Praha 2016

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Rajdl** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **412243**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Náprava převodovka pro pohon dvojkolí otočného dvounápravového podvozku nízkopodlažní tramvaje

Název bakalářské práce anglicky:

Axle-Gearbox for Drive of Wheelset of Two-Axle Pivoting Bogie of Low-Floor Tram

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte: 1. Rešerši na téma: Řešení pohonů u nízkopodlažních tramvají s otočnými dvounápravovými podvozky. 2. 3D - model sestavy nápravové převodovky. 3. Hmotnostní analýzu jednotlivých součástí převodovky. 4. Pevnostní výpočet čelního soukolí nápravové převodovky a návrh uložení pastorku pro definované zatížení. 5. Výrobní výkres pastorku nápravové převodovky. 6. Průvodní zprávu obsahující odůvodnění, popis a výsledky navrženého řešení.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy. Skripta ČVUT: KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II, Kolejová vozidla II - pojezd MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, J. KROUPOVÁ, Z.: Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


doc. Ing. Josef Kolář CSc.

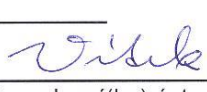
Jméno a pracoviště konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2016**

Termín odevzdání bakalářské práce: **30.06.2016**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


Podpis vedoucí(ho) práce


Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ


Datum převzetí zadání


Podpis studenta(ky)

Anotační list

- Jméno autora: ***Petr RAJDL***
- Název BP: *Nápravová převodovka pro pohon dvojkolí otočného dvounápravového podvozku nízkopodlažní tramvaje*
- Anglický název: *Axle-Gearbox for Drive of Wheelset of Two-Axle Pivoting Bogie of Low-Floor Tram*
- Rok: *2016*
- Studijní program: *B2341 Strojírenství*
- Obor studia: *3901R051 Konstruování podporované počítačem*
- Ústav: *Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel*
- Vedoucí BP: *doc. Ing. Josef Kolář, CSc.*
- Bibliografické údaje: počet stran 52
počet obrázků 47
počet tabulek 13
počet příloh 4
- Klíčová slova: *EVO1, nízkopodlažní tramvaj, nápravová převodovka, pohon dvojkolí, dvoustupňová převodovka*
- Keywords: *EVO1, low-floor tram, axle-gearbox, drive of wheelset, two-speed gearbox*
- Anotace: *Obsahem práce je návrh nápravové převodovky pro pohon dvojkolí otočného dvounápravového podvozku nízkopodlažní tramvaje.*
- Abstract: *Content of work is design Axle-Gearbox for Drive of Wheelset of Two-Axle Pivoting Bogie of Low-Floor Tram*

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. a použil pouze prameny uvedené v seznamu použité literatury.

.....

V Praze dne 29.6.2016

Petr Rajdl

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za poskytnutí odborných a věcných připomínek, ochotu a trpělivost. Dále velké poděkování patří mé rodině, spolužákům a kamarádům za podporu a povzbuzování po celou dobu mého studia.

Obsah

1 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A VELIČIN	1
2 ÚVOD.....	6
3 REŠERŠE - KONCEPCE USPOŘÁDÁNÍ POHONŮ NÍZKOPODLAŽNÍCH TRAMVAJÍ.....	7
3.1 Pohony s podélnou osou TM.....	8
3.1.1 Kuželová (hypoidní) převodovka.....	8
3.1.2 Kuželo-čelní převodovka.....	9
3.1.3 Čelně-kuželová převodovka.....	10
3.2 Pohony s příčnou osou TM	10
3.2.1 Přímý pohon	10
3.2.1.1 Kolový motor	11
3.2.1.2 Odpružený trakční motor a kloubový hřídel	11
3.2.2 Koncepce s nápravovou převodovkou	12
3.2.2.1 Čelní jednostupňová převodovka	12
3.2.2.2 Tříkolová převodovka	13
3.2.2.3 Čelní dvoustupňová převodovka	13
4 TRAMVAJ EVO 1.....	14
5 VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU	17
5.1 Rozdělení převodového poměru do 2° převodovky	18
5.2 Stanovení osové vzdálenosti.....	18
5.2.1 Soukolí 12.....	18
5.2.2 Soukolí 34.....	19
5.3 Korekce ozubení	21
5.3.1 Soukolí 12.....	21
5.3.2 Soukolí 34.....	22
5.4 Pevnostní kontrola ozubení	22
5.4.1 Parametry soukolí 12	25
5.4.2 Bezpečnost soukolí 12.....	25
5.4.3 Parametry soukolí 34	26
5.4.4 Bezpečnost soukolí 34.....	26

5.5 Předběžný návrh minimálních průměrů hřídelů	27
5.5.1 Pastorek.....	27
5.5.2 Předlohový hřídel.....	27
5.5.3 Dutý výstupní hřídel	28
6 SILOVÉ POMĚRY V ČELNÍM OZUBENÍ	30
6.1 Silové poměry v ozubení – soukolí 12.....	31
6.2 Silové poměry v ozubení – soukolí 34.....	31
6.3 Výpočet silových reakcí v uložení pastorku	32
7 VÝPOČET LOŽISEK PASTORKU	34
8 PRŮHYB PASTORKU	36
9 UKÁZKA 3D MODELU PŘEVODOVKY	39
Pastorek převodovky	40
Ozubené kolo z prvního soukolí.....	40
Předlohový hřídel převodovky.....	41
Skříň převodovky	41
Výstupní hřídel.....	42
Labyrintové těsnění	43
10 HMOTNOSTNÍ ANALÝZA	43
11 VÝKRES PASTORKU.....	43
12 ZÁVĚR.....	43
13 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	44
14 SEZNAM OBRÁZKŮ.....	45
15 SEZNAM TABULEK	46
16 SEZNAM PŘÍLOH.....	46



1 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A VELIČIN

Značka	Veličina	Rozměr
μ	Průměrný součinitel adheze na dvojkolí	[m/s ²]
a	Osová vzdálenost	[mm]
A_{\max}	Nápravové zatížení plně obsazené tramvaje	[kN]
$A_{\max M}$	Nezbytné nápravové zatížení pro přenos max. výkonu TM	[kN]
α_n	Úhel záběru nástroje	[°]
a_{roz}	Rozjezdové zrychlení prázdného tramvajového vozu	[m/s]
$a_{\text{roz-PV}}$	Rozjezdové zrychlení prázdného tramvajového vozu	[m/s]
α_t	Úhel záběru v tečné rovině	[°]
α_{tw}	Korigovaný úhel záběru v tečné rovině	[°]
β	Normalizovaný sklon zubů	[°]
β_w	Korigovaný úhel záběru	[°]
C	Dynamická únosnost ložiska	[kN]
c_x	Součinitel tvaru vozu	[-]
Δ	Maximální dovolená odchylka osových vzdáleností	[mm]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
D	Vnější průměr ložiska	[mm]
Δa	Skutečná odchylka osových vzdáleností	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice	[mm]
Δi	Odchylka převodových poměrů	[mm]
d_i	Průměr pastorku	[mm]
d_{II}	Průměr předlohového hřídele	[mm]
d_{kN}	Jmenovitý průměr neopotřebovaného tramvajového kola	[mm]



d_L	Vnitřní poloměr ložiska	[mm]
d_{oP}	Jmenovitý průměr opotřebovaného tramvajového kola	[mm]
Δr	Přesah	[mm]
Δr_k	Přípustné ojetí tramvajového kola na poloměru	[mm]
d_w	Valivý průměr	[mm]
f	Součinitel smykového tření	[-]
F_A	Axiální síla v ozubení	[N]
F_{ad}	Adhezní síla	[N]
F_h	Hnací síla	[N]
F_R	Radiální síla v ozubení	[N]
F_r	Radiální reakce	[N]
F_T	Tečná síla v ozubení	[N]
g	Gravitační zrychlení	[kg]
G_{PT}	Tíha plně obsazené tramvaje	[N]
G_v	Tíha tramvajového vozu	[N]
h	Celková výška zubu	[mm]
η	Účinnost soukolí	[-]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
i_c	Celkový převodový poměr	[-]
i_m	Počet motorů	[-]
$i_{náp}$	Počet náprav	[-]
$inv\alpha_t$	Involuta záběru v tečné rovině	[°]
$inv\alpha_{tw}$	Involuta korigovaného úhlu záběru v tečné rovině	[°]
K_{F_α}	Součinitel podílu zatížení	[-]



$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení	[-]
k_m	Bezpečnostní součinitel míjivého zatížení	[-]
L	Vzdálenost podpor	[mm]
L_1	Vzdálenost podpory A od působíště sil	[mm]
L_H	Trvanlivost ložiska	[h]
l_L	Délka lisovaného spoje	[mm]
m	modul	[mm]
$M_{A(YX)}$	Moment k bodu A v rovině YX	[N.m]
$M_{A(ZX)}$	Moment k bodu A v rovině ZX	[N.m]
M_{ad}	Adhezní moment	[N.m]
m_{cest}	Kapacita tramvajového vozu	[-]
M_{kl}	Kroutící moment pastorku	[N.m]
M_{kII}	Kroutící moment předlohového hřídele	[N.m]
M_{kTM}	Maximální kroutící moment motoru	[N.m]
$m_{už}$	Užitková hmotnost tramvaje	[kg]
m_v	Hmotnost prázdného tramvajového vozu	[kg]
n_{TM}	Maximální otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{TM1}	Otáčky motoru při maximálním momentu	[min ⁻¹]
O_{val}	Odpor valení	[N]
O_{vzd}	Odpor vzduchu	[N]
p	Potřebný tlak v lisovaném spoji	[MPa]
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[N]
p_1	Skutečný tlak v lisovaném spoji	[MPa]
P_T	Výkon tramvaje	[kW]
P_{TM}	Výkon motoru	[kW]
ϑ	Součinitel odporu valení	[-]



ρ	Hustota vzduchu	[kg/m ³]
r	Poloměr ozubeného kola	[mm]
r_{1H}	Lisovací poloměr nápravového hřídele	[mm]
r_{2L}	Vnitřní poloměr ložiska	[mm]
$r_{kstř}$	Střední poloměr kola	[mm]
r_{max}	Maximální poloměr ozubeného kola	[mm]
R_X	Reakce ve směru osy X	[N]
R_Y	Reakce ve směru osy Y	[N]
R_Z	Reakce ve směru osy Z	[N]
σ_D	Dovolené napětí	[MPa]
S_F	Bezpečnost v ohybu	[-]
σ_{Flim}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
S_H	Bezpečnost v dotyku	[-]
σ_{Hlim}	Mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_K	Mez kluzu	[MPa]
S_x	Čelní plocha tramvajového vozu	[m ²]
t	Tloušťka stěny skříně převodovky	[mm]
T	Šířka ložiska	[mm]
τ_D	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
TM	Trakční motor	
v	Maximální rychlost	[km/h]
v_{kvo}	Minimální výška kinematicky vztažného obrysu	[mm]
x	Jednotkové posunutí	[mm]
Y_A	Součinitel poměru reakcí	[-]
Y_δ	Součinitel vrubové citlivosti	[-]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu	[-]



y_{Lmax}	Maximální dovolený průhyb hřídele mezi ložisky	[mm]
Y_N	Součinitel životnosti	[-]
y_{OZmax}	Maximální dovolený průhyb hřídele v ozubení	[mm]
Y_X	Součinitel velikosti pro ohyb	[-]
z	Počet zubů	[-]
ξ_v	Součinitel rotačních ploch	[-]
ω_{kola}	Úhlová rychlost tramvajového kola	[rad/s]
ω_{TM}	Úhlová rychlost	[rad/s]

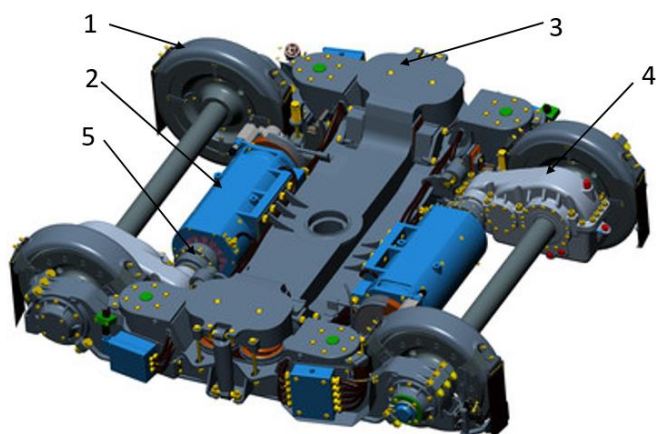
Indexy

'	Předběžný výpočet
1	Pastorek prvního soukolí
12	První soukolí
2	Ozubené kolo z prvního soukolí
3	Pastorek druhého soukolí
34	Druhé soukolí
4	Ozubené kolo z druhého soukolí
A	Podpora A
B	Podpora B
max	Maximální
min	Minimální

2 Úvod

Vývoj nízkopodlažních tramvají v ČR prošel v posledních 10-ti letech velkými změnami. Jako první „nízkopodlažní tramvaj“ v pražské dopravě můžeme považovat modernizovanou tramvaj T3, označovanou jako T3R.PLF, nebo tramvaje Škoda 14T. Tyto typy jsou nízkopodlažní pouze ve střední části vozu. Firma Pragoimex navrhla pro Dopravní podnik hlavního města Prahy plně nízkopodlažní tramvaj, která by měla nahradit zastaralé vozy typu T3 a její modernizované verze.

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout nápravovou převodovku pro plně nízkopodlažní tramvaj s otočnými podvozky. Inspirací pro řešení pohonu byla již zmíněná čtyřnápravová tramvaj s označením EVO1, (viz obr. 1) od aliance TW Team, tvořené podniky Pragoimex a.s., VKV Praha s.r.o. a Krnovskými opravami a strojírnami. Tato tramvaj byla vypuštěna do zkušebního provozu s cestujícími v Praze dne 1.2.2016.



- 1- Kolo
- 2- Motor TAM 1020C
- 3- Rám
- 4- Převodovka
- 5- Zubová spojka

Obrázek 1.: Tramvajový vůz EVO1 a jeho trakční podvozek [1]

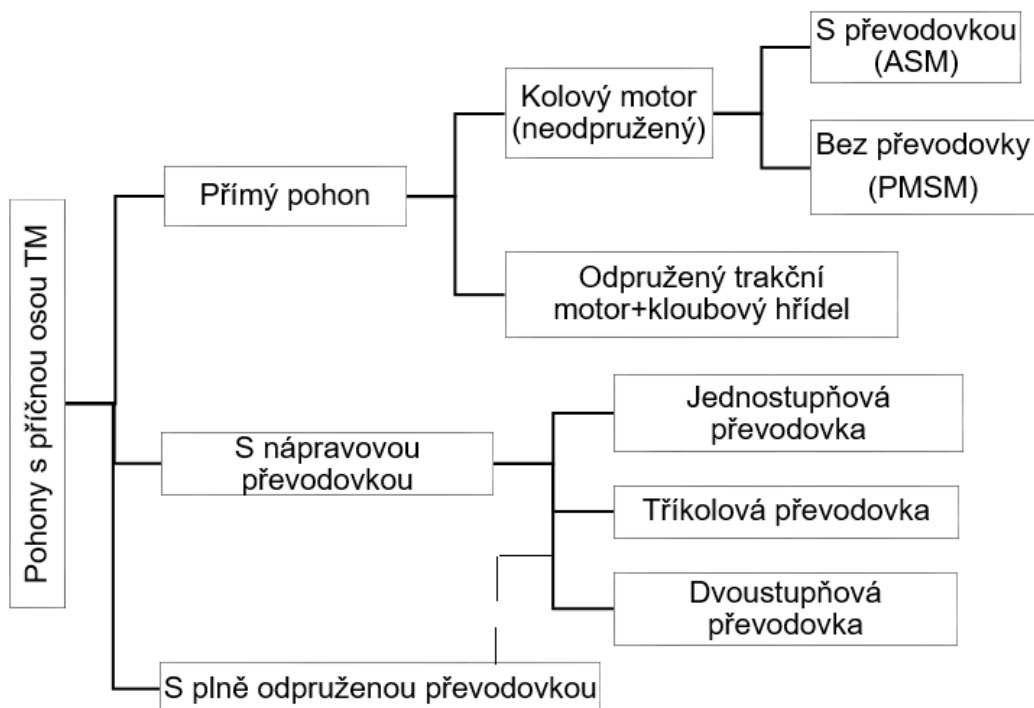
3 Rešerše - koncepce uspořádání pohonů nízkopodlažních tramvají

Na úvod této kapitoly jsem rozdělil pohony podle směru orientace osy trakčního motoru vzhledem k podélné ose tramvajového vozu. Pohony s osou rotoru trakčního motoru rovnoběžnou s podélnou osou tramvajového vozu jsou dále nazývány jako pohony s podélnou osou TM (trakčního motoru). Pohony s osou rotoru TM kolmě orientovanou na podélnou osu tramvajového vozu jsou nazvány jako pohony s příčnou osou TM. Na obr. 2 jsem vytvořil rozdělení pohonů s podélnou osou TM, kde je nutná převodovka. Rozdělení pohonů s příčnou osou uložení trakčního motoru dokumentuje obr. 3. Z něho vyplývají tři rozdělení koncepce – přímý pohon, pohon s nápravovou převodovkou a pohony s plně odpruženou



Obrázek 2.: Rozdělení konceptů pohonů s podélnou osou TM

převodovkou a pohony s plně odpruženou převodovkou. U pohonů s příčnou osou TM a bez převodovky, je motor instalován do konstrukce kola (kolový motor), nebo je upevněn na rámu podvozku. Motor má dutý rotor, ve kterém je ukončen kloubový hřídel, pohánějící tramvajové kolo.

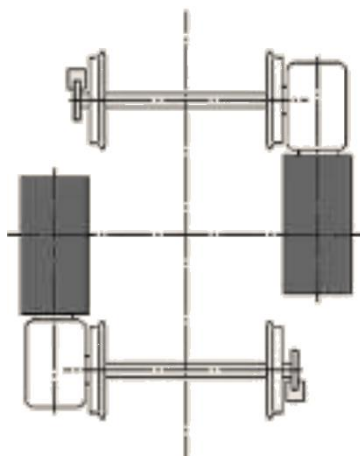


Obrázek 3.: Rozdělení konceptů pohonů s příčnou osou TM

U pohonů s příčnou osou TM se zpravidla používají převodovky s čelním ozubením a šikmými zuby.

3.1 Pohony s podélnou osou TM

Pohony s podélnou osou trakčního motoru musí obsahovat převodovky. Důvodem je zde vzájemná orientace osy nápravy nebo samostatného kola vůči ose motoru. Proto se u této koncepce využívá jedno nebo dvoustupňového provedení převodu s jedním kuželovým soukolím. Jednostupňové provedení je zpravidla ve formě hypoidního soukolí. U dvoustupňového provedení se používá v kombinaci s čelním soukolím ve formě kuželo-čelní nebo čelně-kuželového převodovky. Příklady těchto řešení dokumentují následující části 2.1.1, 2.1.2 a 2.1.3.



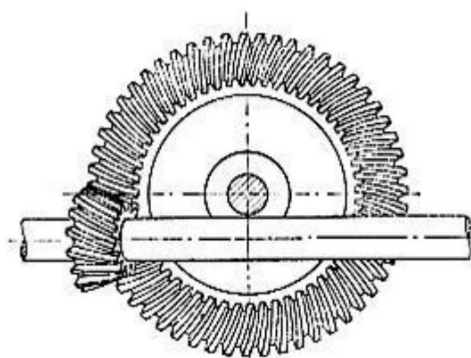
Obrázek 4.: Koncepce pohonu s podélnou osou TM

3.1.1 Kuželová (hypoidní) převodovka

Jedná se o jednostupňovou převodovku sloužící k přenosu kroutícího momentu na hnací nápravu pootočenou o 90° oproti mimoběžné ose trakčního motoru. Pro klidnější záběr zubů a tím i tišší chod převodu se u soukolí, přenášejících větší kroutící momenty, využívá zakřivení zubů. U kuželových převodů lze využívat různého zakřivení jako např. podle libovolné křivky, evolventy, kruhového oblouku nebo právě nejčastěji používané hypoidy.



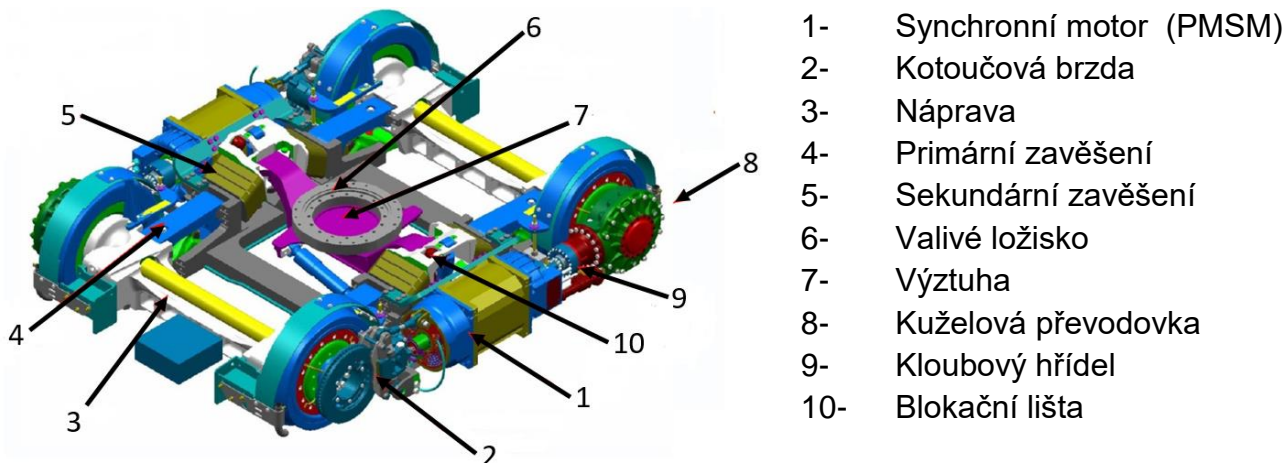
Obrázek 5.: Kuželový převod [8]



Obrázek 6.: Kuželový hypoidní převod [7]

Kuželové převodovky využívají např. podvozky Ixege, které jsou součástí francouzských tramvají Citadis, od společnosti Alstom, viz obr. 7. Pohon je u tohoto podvozku zajištěn dvěma synchronními motory s permanentními magnety. Každý

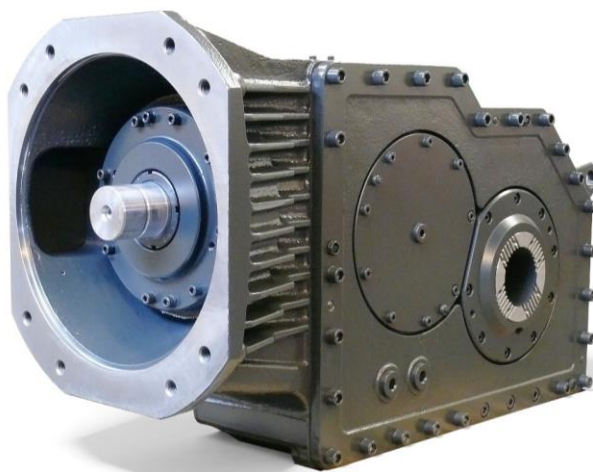
motor pohání vlastní dvojkolí. Přenos hnacího momentu mezi převodovkou a motorem je zajištěn krátkým kloubovým hřídelem. Převodovka je uložena z vnější strany na nápravě. Reakční moment je zachycován vodorovnou závěškou. Takto zapojená převodovka je neodpružená, odpružen je zde pouze trakční motor, který je upevněn na rám podvozku. Účinnost kuželové převodovky se běžně pohybuje okolo 95%.



Obrázek 7.: Podvozek Ixege [3]

3.1.2 Kuželo-čelní převodovka

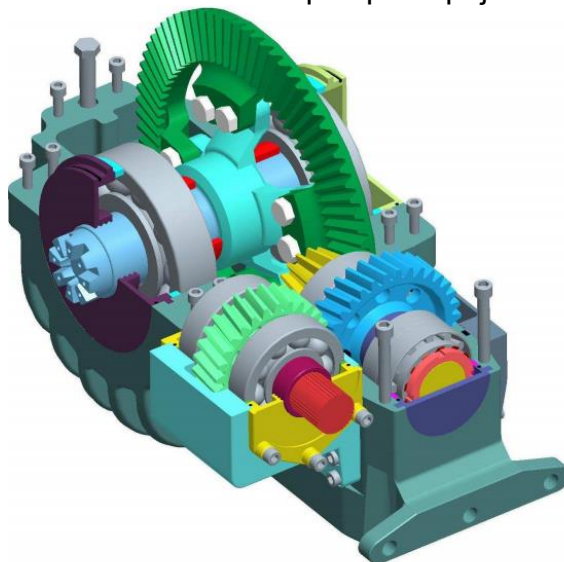
Jedná se o dvoustupňovou převodovku, sloužící k přenosu kroutícího momentu na hnací nápravu pootočenou o 90°. Tok hnacího (kroutícího) momentu motoru je veden nejprve, jak vyplývá z názvu převodovky, přes kuželové soukolí. Dále pak přes druhé soukolí, které je provedeno pomocí kol s čelním ozubením. Tento typ převodovek používají např. tramvaje Škoda 28T, vyvinuté pro turecké město Konya. Výrobu samotné převodovky zajišťuje firma Wikov, viz obr. 8.



Obrázek 8.: Kuželočelní dvoustupňová převodovka [5]

3.1.3 Čelně-kuželová převodovka

Druhou konstrukční variantou je dvoustupňová převodovka, sloužící k přenosu kroutícího momentu na hnací nápravu pootočenou o 90°. Hnací moment motoru je nejprve přiveden do čelního soukolí. Dále pak postupuje do kuželového soukolí.



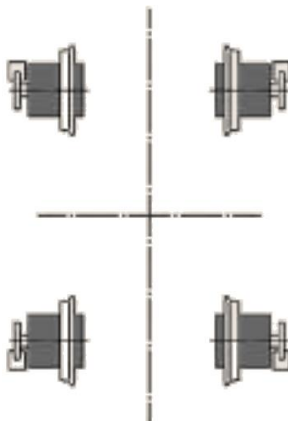
Obrázek 9.: Čelně-kuželová převodovka [4]

3.2 Pohony s příčnou osou TM

Koncepce pohonů s plně odpruženou převodovkou lze rozdělit do stejných podkapitol jako koncepce s nápravovou převodovkou. Přesahovala by rámeček této bakalářské práce, proto po konzultaci s vedoucím této práce nebude dále popisována.

3.2.1 Přímý pohon

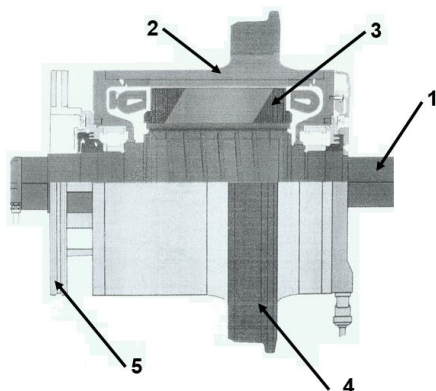
Za přímý pohon se považuje koncept bez klasické nápravové převodovky, kdy každé tramvajové kolo má vlastní motor. Přímý pohon lze řešit ve formě neodpruženého nebo odpruženého pohonu (viz obr. 10)



Obrázek 10.: Koncepce přímého pohonu (kolový motor)

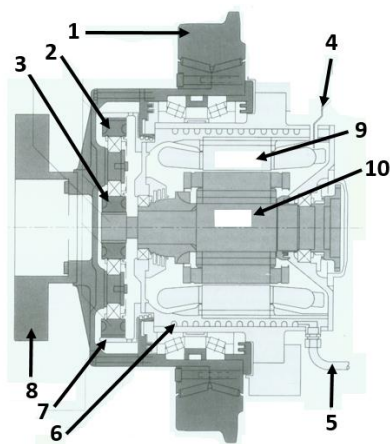
3.2.1.1 Kolový motor

Kolový motor představuje variantu neodpruženého pohonu. Je zkonstruován tak, že je motor součástí tramvajového kola. Lze zde využít jak synchronního, tak asynchronního motoru. Zatímco synchronní motor (PMSM) lze použít samostatně (obr. 11), rychloběžný asynchronní motor potřebuje k pohonu využít převodovku. U tohoto konceptu pohonu se používá, z důvodu prostorového omezení, planetová převodovka (obr. 12).



- 1- Nápravový hřídel
- 2- Stator motoru
- 3- Rotor motoru
- 4- Kolo
- 5- Brzdový kotouč

Obrázek 11.: Pohon s kolovým motorem (PMSM)

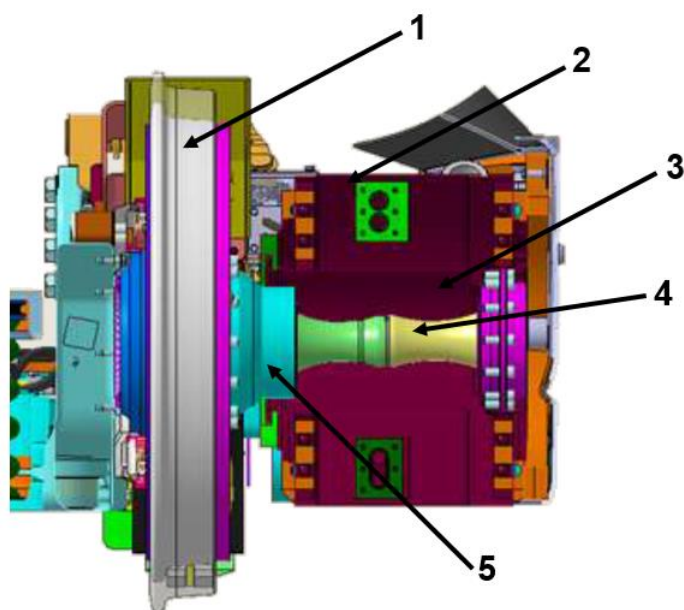


- 1- Kolo
- 2- Satelit převodovky
- 3- Centrální kolo převodovky
- 4- Přívod elektrické energie
- 5- Vstup chladicí kapaliny
- 6- Chladicí kanály
- 7- Planetové kolo převodovky
- 8- Brzdový kotouč
- 9- Stator motoru
- 10- Rotor motoru

Obrázek 12.: Pohon s kolovým motorem a planetovou převodovkou

3.2.1.2 Odpružený trakční motor a kloubový hřídel

Jako příklad odpruženého přímého pohonu nám poslouží pohon tramvaje Škoda 15T (obr. 13). Zde je rotor spojen s kolem pomocí mechanicky rozpojitelné zubové spojky a kloubového hřídele. Poháněno je u tohoto typu každé kolo zvlášť, jelikož kola nejsou spojena přes nápravový hřídel, ale jsou samostatně uložena. Motory jsou synchronní s permanentními magnety (PMSM) a každý má výkon 45 kW.



- 1- Kolo
- 2- Stator motoru
- 3- Dutý rotor motoru
- 4- Kloubový hřídel
- 5- Homokinetický kloub

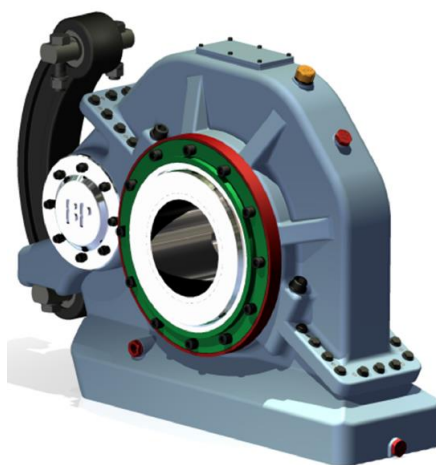
Obrázek 13.: Pohon tramvaje Škoda 15T [3]

3.1.2 Koncepce s nápravovou převodovkou

Tato koncepce pohonu představuje řešení částečně odpruženého pohonu dvojkolí a lze ji realizovat ve třech základních variantách provedení nápravových převodovek.

3.2.2.1 Čelní jednostupňová převodovka

Vzhledem k nízké rychlosti tramvají (max. cca 70km/h) a vysokým otáčkám TM je třeba realizovat velký převodový poměr. Pro potřebný převodový poměr by se muselo použít ozubené kolo s velkým průměrem, které se ale pod nízkou podlahu nevejde. Z tohoto důvodu je tento typ převodovky u nízkopodlažních tramvají prakticky nepoužitelný. Čelní jednostupňová převodovka se využívá například u pražského metra M1, u kterého je použití takovéto převodovky díky dostatku prostoru pod podlahou vozu umožněno.



Obrázek 14.: Jednostupňová převodovka

3.2.2.2 Tříkolová převodovka

Jedná se o typ převodovky nepoužitelný u nízkopodlažních tramvají a to opět z rozměrových důvodů, jako tomu je u jednostupňové převodovky. Rozdíl mezi tříkolovou a jednostupňovou převodovkou je v tom, že tříkolová má mezi pastorkem a výstupním hřídelem vložené ozubené kolo zajišťující shodný směr otáčení vstupního a výstupního hřídele a tedy příznivější dynamické účinky. Dalším důvodem vloženého kola je, že se zvětší osová vzdálenost vstupního a výstupního hřídele.

Tento typ používají u pohonů např. rychlostní vlaky AGV, viz obr. 14.



Obrázek 15.: Tříkolová převodovka vlaku AGV [3]

3.2.2.3 Čelní dvoustupňová převodovka

Pro nízkopodlažní tramvaje lze s ohledem na velikost potřebného převodu a omezený průměr ozubených kol použít pouze dvoustupňové převodovky. Převodový poměr je v čelní dvoustupňové převodovce rozdělen do dvou přímých soukolí se šikmými zuby. Do této skupiny patří převodovka použitá u tramvaje EVO1, která byla použita jako inspirace pro tuto bakalářskou práci.



Obrázek 16.: Dvoustupňová nápravová převodovka [5]

4 Tramvaj EVO 1

U tramvaje EVO1, viz obr. 1, jsou použity podvozky s označením Komfort Plus[1], viz obr. 1, jejichž základem je rám tvaru H. Pohon zajišťují asynchronní motory TAM 1020C[1] o výkonu 65 kW[1], uchycené na prostřední části rámu. Každý podvozek obsahuje dva motory, pro každou nápravu jeden. Jedná se o trakční motory s rekuperací. Motor je propojen s převodovkou pomocí dvojité sférické zubové spojky nalisované na výstupní hřídel motoru a vstupní hřídel převodovky. Ta umožňuje spojení dvou hřídelů i s drobnou nesouosostí (radiální, axiální i úhlovou).

Následovat bude pár informativních výpočtů k tramvajovému vozu EVO 1 a jeho jízdním vlastnostem.

Tab. 1.: Základní vstupní hodnoty

Hmotnost prázdného tramvajového vozu	$m_v =$	20000	[kg]
Maximální rychlost	$v =$	70	[km/h]
Kapacita tramvajového vozu	$n_{cest} =$	188	[osob]
Průměrná hmotnost osoby	$m_{cest} =$	70	[kg]
Gravitační zrychlení	$g =$	9,81	[m/s ²]
Průměrný součinitel adheze na dvojkolí	$\mu =$	0,25	[-]
Maximální otáčky motoru	$n_{TM} =$	4400	[min ⁻¹]
Otáčky motoru při max. momentu	$n_{TM1} =$	708	[min ⁻¹]
Maximální kroutící moment motoru	$M_{kTM} =$	876	[N.m]
Výkon motoru	$P_{TM} =$	65	[kW]
Součinitel rotačních hmot	$\xi_v =$	0,2	[-]
Součinitel tvaru karosérie	$c_x =$	0,6	[-]
Čelní plocha tramvajového vozu	$S_x =$	7,94	[m ²]
Jmenovitý průměr neopotřebovaného tramvajového kola	$d_{KN} =$	610	[mm]
Jmenovitý průměr opotřebovaného tramvajového kola	$d_{OP} =$	530	[mm]
Přípustné ojetí tramvajového kola na poloměru	$\Delta r_K =$	40	[mm]
Součinitel odporu valení	$\vartheta =$	0,0021	[-]
Hustota vzduchu	$\rho =$	1,25	[kg/m ³]

Rozjezdové zrychlení je u vozidla závislé na přenositelné adhezní síle kdy se adhezní síla F_{ad} rovná hnací síle F_h .

Rozjezdové zrychlení prázdného tramvajového vozu

$$\begin{aligned} a_{roz-PV} &= \frac{F_{ad} - O_{val}}{m_v(1 + \xi_v)} = \frac{m_v \cdot g \cdot (\mu - \vartheta)}{m_v(1 + \xi_v)} = \frac{g \cdot (\mu - \vartheta)}{(1 + \xi_v)} = \\ &= \frac{9,81 \cdot (0,25 - 0,0021)}{1 + 0,2} = 2,04 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \end{aligned} \quad [1]$$



Rozjezdové zrychlení plně obsazeného tramvajového vozu

$$a_{roz} = \frac{F_{ad} - O_{val}}{m_v(1 + \xi_v) + m_{už}} = \frac{(m_{už} + m_v) \cdot g \cdot (\mu - \vartheta)}{m_v(1 + \xi_v) + m_{už}} =$$

$$= \frac{(20000 + 188 \cdot 70) \cdot 9,81 \cdot (0,25 - 0,0021)}{20000 + 188 \cdot 70} = 2,19 [m \cdot s^{-1}] \quad [2]$$

Výkon celé tramvaje

Počet motorů $i_m=4$

$$P_T = i_m \cdot P_{TM} = 4 \cdot 65 = 260 [kW] \quad [3]$$

Maximální hnací síla

Při jízdě maximální rychlostí se musí odporová síla rovnat hnací síle.

$$F_{omax} = F_{hmax} = \frac{P_T}{v} = \frac{3,6 * 260000}{70} = 13371 [N] \quad [4]$$

Odpor vzduchu při rychlosti 70 [km/h]

$$O_{vzd} = 0,5 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot S_x \cdot C_x = 0,5 \cdot 1,25 \cdot \left(\frac{70}{3,6}\right)^2 \cdot 7,94 \cdot 0,6 = 1137,42 [N] \quad [5]$$

Maximální stoupání pro rychlost 70 [km/h] plně tramvaje

$$s_{red} = \frac{F_{omax} - (O_{vzd} + O_{val})}{G_v} = \frac{F_{omax} - O_{vzd} - (m_{už} + m_v) \cdot g \cdot \vartheta}{(m_{už} + m_v) \cdot g} =$$

$$= \frac{13371 - 1137,42 - (20000 + 188 \cdot 70) \cdot 9,81 \cdot 0,0021}{(20000 + 188 \cdot 70) \cdot 9,81} = 0,036 \quad [6]$$

Plně obsazená tramvaj EVO1 je schopna jet rychlostí 70 [km/h] do redukovaného stoupání $s_{red}=0,036$, což odpovídá cca 2°.

Maximální stoupání pro rychlost 70 [km/h] prázdné tramvaje

$$s_{red} = \frac{F_{omax} - (O_{vzd} + O_{val})}{G_v} = \frac{F_{omax} - O_{vzd} - m_v \cdot g \cdot \vartheta}{(m_{už} + m_v) \cdot g} =$$

$$= \frac{13371 - 1137,42 - 20000 \cdot 9,81 \cdot 0,0021}{20000 \cdot 9,81} = 0,06 \quad [7]$$

Prázdná tramvaj EVO1 je schopna jet rychlostí 70 [km/h] do redukovaného stoupání $s_{red}=0,06$, což odpovídá cca 3,4°.

Úhlová rychlost TM

$$\omega_{TM} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{TM1}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 708}{60} = 74,14 [rad/s] \quad [8]$$

Úhlová rychlost tramvajového kola

$$\omega_{kola} = \frac{\omega_{TM}}{i_c} = \frac{74,14}{6,67} = 11,12 [rad/s] \quad [9]$$

Střední poloměr kola

$$r_{ksti} = \frac{d_{kN} + d_{kOP}}{2} = \frac{610 + 530}{4} = 285 [mm] = 0,285[m] \quad [10]$$

Rychlost tramvaje při přechodu na výkonové omezení

$$v_{př} = \omega_{kola} \cdot r_{kstř} = 11,12 \cdot 0,285 = 3,17 \text{ [m/s]} = 11,4 \text{ [km/h]} \quad [11]$$

Nezbytné nápravové zatížení potřebné k přenesení maximálního momentu T_M , viz bod 1 na obrázku 17.

$$A_{maxM} = \frac{P \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34}}{v \cdot \mu} = \frac{65000 \cdot 0,98 \cdot 0,98}{3,17 \cdot 0,25} = 78,7 \text{ [kN/nápravu]} \quad [12]$$

Tíha plně obsazené tramvaje

$$G_{PT} = (m_{už} + m_v) \cdot g = (188 \cdot 70 + 20000) \cdot 9,81 = 325299,6 \text{ [N]} \quad [13]$$

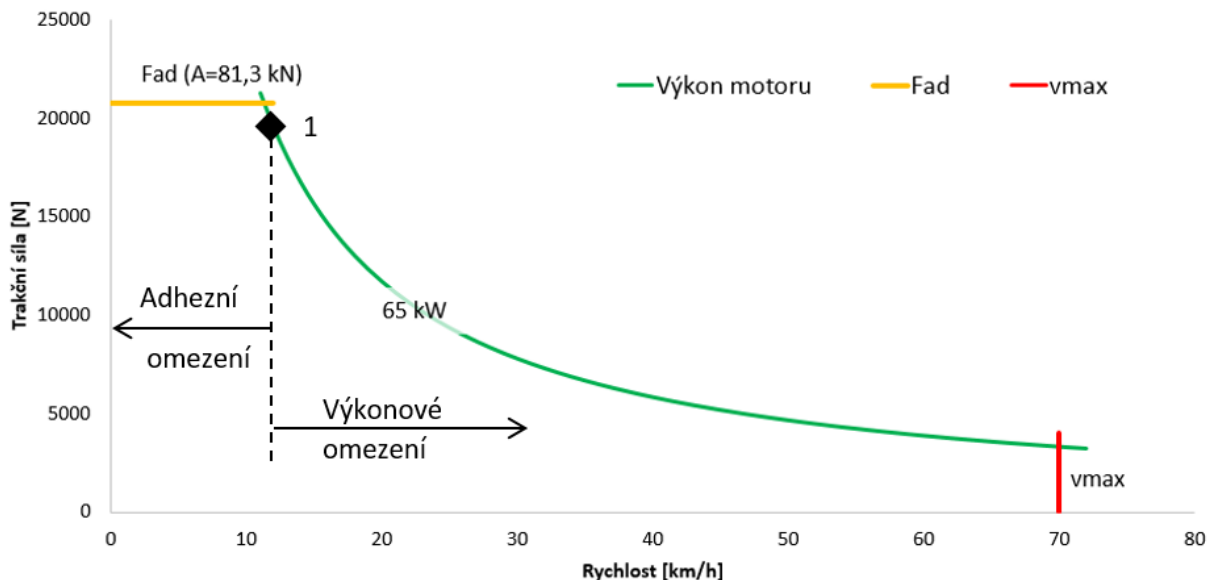
Nápravové zatížení plně obsazené tramvaje

Počet náprav $i_{náp}=4$

$$A_{max} = \frac{G_{PT}}{i_{náp}} = \frac{325299,6}{4} = 81325 \text{ [N/nápravu]} = 81,3 \text{ [kN/nápravu]} \quad [14]$$

Nápravové zatížení plně obsazené tramvaje umožňuje adhezně přenést maximální moment motoru.

Trakční charakteristika



Obrázek 17.: Trakční charakteristika vozu- vztahovaná na jednu nápravu

Trakční charakteristika vozu EVO1 je omezená jeho maximální rychlostí 70 [km/h] a maximální hmotností tramvajového vozu s cestujícími přepočítané na nápravovou zátěž a následně adhezní sílu. Průběh adhezní síly je konstantní, protože jsem počítal s konstantním součinitelem adheze, viz tab. 1. Hodnota adhezní síly je zde určena z nápravového zatížení 81,3 [kN/nápravu].

5 Výpočet převodového poměru

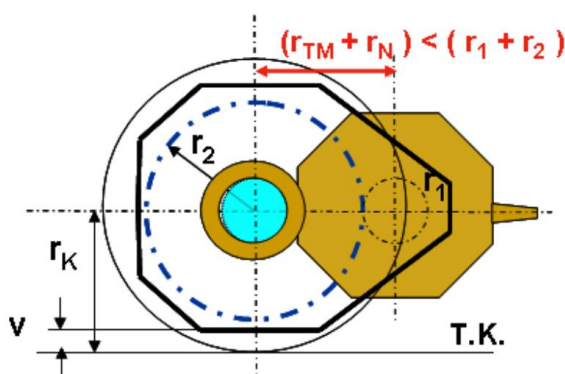
Tab. 2.: Vstupní hodnoty pro výpočet ozubení

Počet zubů pastorku	$z_1 =$	15	[-]
Modul ozubení... zdroj [3]	$m =$	7	[mm]
Výška zubu	$ha =$	7	[mm]
Tloušťka stěny skříně převodovky	$t =$	12	[mm]
Minimální výška kinematicky vztažného obrysu	$v_{kvo} =$	60	[mm]
Normalizovaný sklon zubů	$\beta_{12} = \beta_{34} =$	6	[°]

Předběžný celkový převodový poměr

Navrženo tak, aby docházelo k využití maximálních otáček TM při maximální rychlosti tramvaje 70 [km/h]. Výsledný předběžný převodový poměr bude později upraven v kapitole 4.1.

$$i_c' = 0,377 \cdot \frac{r_{kstř} \cdot n_{TM}}{v_{max}} = 0,377 \cdot \frac{0,285 \cdot 4400}{70} = 6,75 [-] \quad [15]$$



Obrázek 18.: Prostorové omezení

Poloměr kola při použití jednostupňové převodovky

$$r_2 = i_c' \cdot \frac{z_1 \cdot m}{2} = 6,75 \cdot \frac{15 \cdot 7}{2} = 354,38 > \frac{d_{kN}}{2} = \frac{610}{2} = 305 [mm] \quad [16]$$

Pro předběžný převodový poměr jsem spočítal poloměr ozubeného kola při zvoleném počtu zubů pastorku $z_1 = 15$. Tento vypočtený poloměr ozubeného kola je sám o sobě větší, než poloměr neopotřebeného tramvajového kola. Už z tohoto údaje je zřejmé, že nešlo převod řešit jednostupňovou převodovkou. Musel jsem tedy rozdělit tento převodový poměr do dvou stupňů. Maximální dovolený poloměr velkého ozubeného kola je stanoven v rovnici č. 17.



Maximální poloměr hlavové kružnice velkého ozubeného kola

$$r_{max} \leq r_{kN} - \Delta r_k + h_a + a + t + v = \frac{610}{2} - 40 + 7 + 7 + 12 + 60 = 179 \text{ [mm]} \quad [17]$$

Pro následující navrhování rozměrů převodů jsem vypočítal maximální poloměr ozubeného kola. Hodnota poloměru roztečné kružnice použitých ozubených kol nesmí přesáhnout 179 [mm].

5.1 Rozdělení převodového poměru do 2° převodovky

Předběžný převodový poměr prvního soukolí

$$i_{12}' = 2,25 \quad [18]$$

Předběžný převodový poměr druhého soukolí

$$i_{34}' = \frac{i_c'}{i_{12}'} = \frac{6,75}{2,25} = 3 \quad [19]$$

5.2 Stanovení osové vzdálenosti

5.2.1 Soukolí 12

Na pastorku jsem zvolil počet zubů $z_1=15$.

Počet zubů ozubeného kola z_2

$$i_{12}' = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2' = z_1 \cdot i_{12}' = 15 \cdot 2,25 = 33,75 \Rightarrow z_2 = 34 \quad [20]$$

Skutečný převodový poměr prvního soukolí

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{34}{15} = 2,27 \quad [21]$$

Protože z předběžně zvoleného převodového poměru nevyšel celočíselný výsledek, viz rovnice 14, musel jsem přepočítat předběžný převodový poměr na skutečný.

Poloměr ozubeného kola

$$r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{7 \cdot 34}{2} = 119 \text{ [mm]} < r_{max} = 179 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad [22]$$

Poloměr ozubeného kola v prvním soukolí vychází 119 [mm] a je menší, než maximální možný poloměr ozubeného kola, viz rovnice [17]. Tímto výpočtem jsem ověřil, že takto navržené velké kolo soukolí 12 se vejde pod podlahu tramvajového vozu. Rozměrová rezerva činí u poloměrů 60 [mm].

Osová vzdálenost

$$a'_{12} = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos(\beta_{12})} = \frac{7 \cdot (15 + 34)}{2 \cdot \cos(6^\circ)} = 172,44 \Rightarrow a_{12} = 172 \text{ [mm]} \quad [23]$$

Výslednou hodnotu osové vzdálenosti jsem zaokrouhlil na hodnotu 172 [mm]. Z toho plyne, že bude muset dojít ke korekci ozubení.

Kontrola odchylky vypočtené a skutečné osové vzdálenosti

Maximální dovolená odchylka skutečné a vypočtené osové vzdálenosti je rovna 30% použitého modulu. Maximální dovolená odchylka pro zvolený modul je dána vztahem [24].

$$\Delta = 0,3 \cdot m = 0,3 \cdot 7 = 2,1 \text{ [mm]} \quad [24]$$

Skutečná odchylka osové vzdálenosti soukolí 12

$$\Delta a_{12} = |a'_{12} - a_{12}| = |172,44 - 172| = 0,44 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad [25]$$

5.2.2 Soukolí 34

Na pastorku druhého soukolí (předlohovém hřídeli) volím počet zubů $z_3=17$.

Počet zubů z_4

$$i_{34}' = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4' = z_3 \cdot i_{34}' = 17 \cdot 3 = 51 \Rightarrow z_4 = 50 \quad [26]$$

Počet zubů z_4 ozubeného kola jsem zvolil sudé číslo 50 z důvodu, aby nedocházelo k záběru stále stejných zubů pastorku a ozubeného kola. Díky této volbě jsem dosáhl změny převodového poměru druhého soukolí, a tím také celé převodovky oproti předběžnému převodovému poměru. Tyto převodové poměry jsem tedy musel přepočítat, viz rovnice 20 a 21.

Poloměr ozubeného kola

$$r_4 = \frac{m \cdot z_4}{2} = \frac{7 \cdot 50}{2} = 175 \text{ [mm]} < r_{max} = 179 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad [27]$$

Tímto výpočtem jsem opět ověřil použitelnost takto navrženého ozubeného kola. Poloměr ozubeného kola na výstupním hřídeli r_4 musí být menší, než maximální povolený poloměr kola získaný z rovnice [17]. Rozměrová rezerva u poloměrů je zde 4 [mm].

Skutečný převodový poměr druhého soukolí

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{50}{17} = 2,94 \quad [28]$$

Skutečný převodový poměr převodovky

$$i_c = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{34}{15} \cdot \frac{50}{17} = 6,67 \quad [29]$$

Při přepočítávání předběžného převodového poměru nesmí dojít k příliš velké odchylce. Maximální přípustná hodnota odchylky teoretického a skutečného převodového poměru jsou 4%.

Kontrola odchylky převodových poměrů

$$\Delta i = \left| \frac{i'_c - i_c}{i'_c} \right| = \left| \frac{6,75 - 6,67}{6,75} \right| = 0,012 \leq 0,04 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad [30]$$

Osová vzdálenost

$$a'_{34} = \frac{m_n \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos(\beta_{34})} = \frac{7 \cdot (17 + 50)}{2 \cdot \cos(6^\circ)} = 235,79 \Rightarrow a_{34} = 236 \text{ [mm]} \quad [31]$$

Kontrola odchylky vypočtené a skutečné osové vzdálenosti

Maximální dovolená odchylka skutečné a vypočtené osové vzdálenosti je rovna 30% použitého modulu.

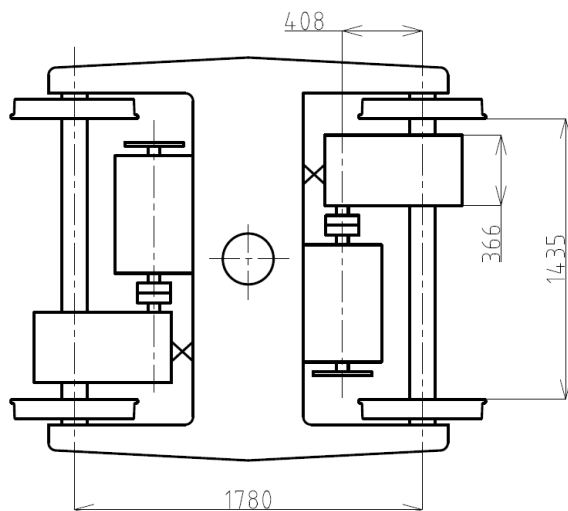
$$\Delta = 0,3 \cdot m = 0,3 \cdot 7 = 2,1 \text{ [mm]} \quad [32]$$

Skutečná odchylka osové vzdálenosti soukolí 34

$$\Delta a = |a'_{34} - a_{34}| = |235,79 - 236| = 0,21 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad [33]$$

Celková osová vzdálenost

$$a_{14} = a_{12} + a_{34} = 172 + 236 = 408 \text{ [mm]} \quad [34]$$



Obrázek 19.: Rozměrový náčrtek podvozku a jeho reálná podoba [1]



5.3 Korekce ozubení

Z důvodu rozdílnosti skutečných (a_{12} , a_{34}) a předběžně vypočtených osových vzdáleností (a'_{12} , a'_{34}) musí být provedeno korigování ozubení. Korekce se provádí také z důvodu zvýšení únosnosti ozubení, snížení hlučnosti, vibrací nebo třeba kvůli zabránění podřezání kol s mezním počtem zubů. Korekce ozubení je změna rozměru hlavy a paty zubu. Korekce může být kladná V+, záporná V-, nebo vyrovnaná VN. Nekorigovaná ozubení se značí N.

5.3.1 Soukolí 12

Tab. 3.: Hodnoty úhlů ozubení

Úhel záběru nástroje	$\alpha_n =$	20	[°]
Normalizovaný sklon zubů	$\beta_{12}=\beta_{34} =$	6	[°]

Úhel záběru v tečné rovině

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_{12}} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 6^\circ} \right) = 20,1^\circ \quad [35]$$

Involuta tečného záběru

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_t = \operatorname{tg} 20,1^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 20,1 = 0,01514 \quad [36]$$

Korigovaný úhel záběru v tečné rovině

$$\alpha_{tw12} = \operatorname{arc} \cos \left(\frac{a'_{12}}{a_{12}} \cdot \cos \alpha_t \right) = \operatorname{arc} \cos \left(\frac{172,44}{172} \cdot \cos 20,1^\circ \right) = 19,7^\circ \quad [37]$$

Tečná korigovaná involuta

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw12} = \operatorname{tg} \alpha_{tw12} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw12} = \operatorname{tg} 19,7^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 19,7 = 0,01422 \quad [38]$$

Celková korekce soukolí 12

$$\begin{aligned} (x_1 + x_2) &= \frac{\operatorname{inv} \alpha_{tw12} - \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} \cdot (z_1 + z_2) = \\ &= \frac{0,01514 - 0,01422}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} (15 + 34) = 0,06 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad [39]$$

Rozdělení celkové korekce

Pokud je celková korekce menší než 0,3, koriguje se pouze pastorek. Jednotlivé korekce tedy budou:

$$x_1 = (x_1 + x_2) = 0,06 \text{ [mm]} \quad [40]$$

$$x_2 = 0 \text{ [mm]} \quad [41]$$

Posunutí nástroje u pastorku

$$x_1 \cdot m = 0,06 \cdot 7 = 0,42 \text{ [mm]} \quad [42]$$

5.3.2 Soukolí 34

K výpočtu korekcí soukolí jsem použil z předchozího výpočtu involutu tečného záběru, viz rovnice 28.

Korigovaný úhel záběru v tečné rovině

$$\alpha_{tw34} = \arccos \left(\frac{a'_{34}}{a_{34}} \cdot \cos \alpha_t \right) = \arccos \left(\frac{235,79}{236} \cdot \cos 20,1^\circ \right) = 20,24^\circ \quad [43]$$

Tečná korigovaná involuta

$$\text{inv} \alpha_{tw34} = \text{tg} \alpha_{tw34} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw34} = \text{tg} 20,24^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 20,24 = 0,01547 \quad [44]$$

Celková korekce soukolí 12

$$\begin{aligned} (x_3 + x_4) &= \frac{\text{inv} \alpha_{tw34} - \text{inv} \alpha_t}{2 \cdot \text{tg} \alpha_n} \cdot (z_3 + z_4) = \\ &= \frac{0,01547 - 0,01422}{2 \cdot \text{tg} 20^\circ} (17 + 50) = 0,12 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad [45]$$

Rozdělení celkové korekce

Opět je celková korekce menší než 0,3, tudíž se koriguje pouze pastorek, který je součástí předlobového hřídele. Jednotlivé korekce tedy budou:

$$x_3 = (x_3 + x_4) = 0,12 \text{ [mm]} \quad [46]$$

$$x_4 = 0 \text{ [mm]} \quad [47]$$

Posunutí nástroje u pastorku

$$x_1 \cdot m = 0,12 \cdot 7 = 0,84 \text{ [mm]} \quad [48]$$

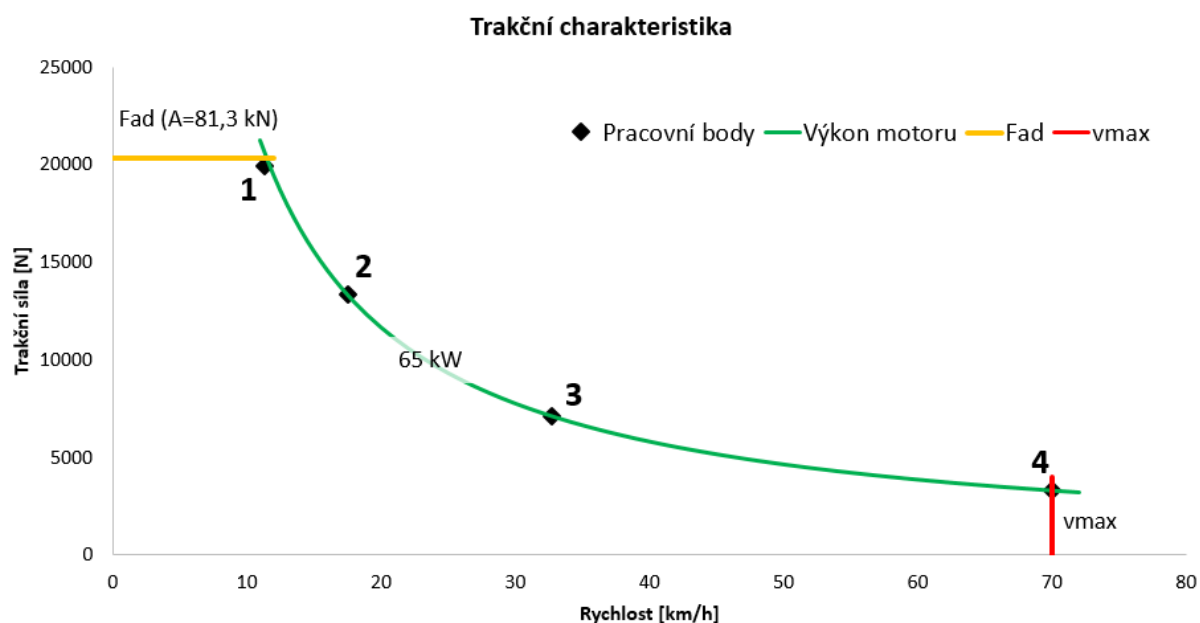
5.4 Pevnostní kontrola ozubení

Kontrola ozubení byla provedena na PC s využitím připraveného programu v MS Excel, viz příloha [II] pro první soukolí a příloha [III] pro druhé, stažené ze školního webu SEPS. Tento excel provádí kontrolu dle normy ISO 6336.

Kontrolu soukolí jsem provedl pro pracovní body znázorněné na grafu trakční charakteristiky z obrázku č. 20. Hodnoty zatížení TM v těchto pěti bodech je zobrazeno v následující tabulce.

Tab. 4.:Zatížení TM v pracovních bodech

Č. bodu	Stav bodu	Moment TM [Nm]	Otáčky TM [min ⁻¹]
1	Maximální kroutící moment motoru	876	708
2	Prázdná tramvaj	565	1099
3	Jmenovité otáčky TM	302	2057
4	Maximální otáčky TM	141	4400



Obrázek 20.: Trakční charakteristika s pracovními body

Volené součinitele

Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí (Strojnické tabulky str. 589 [13]) pro odvalovací frézu nebo obrážecí hřeben $Y_{FS}=0,5$

Součinitel životnosti (pro ohyb) $Y_N=1$

Součinitel vrubové citlivosti Y_δ pro tvářené oceli $Y_\delta=1$

Součinitel velikosti pro ohyb Y_X pro modul $m=7$ $Y_X=0,9$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{H\alpha}$ a $K_{F\alpha}$ pro šikmé ozubení a 6. stupeň přesnosti $K_{F\alpha}=K_{H\alpha}=1$

V tabulce č. 5 jsou uvedeny použité materiály. U ozubeného kola a předlohového resp. výstupního hřídele je použit stejný materiál, ale s různou povrchovou úpravou. Proto jsou hodnoty mezí únav jiné. Tohoto rozdílu se dosáhne díky použití různých tepelných zpracování. Materiál ozubeného kola je určen pro povrchové kalení. Výstupní a předlohový hřídel pro nitrocementování (nasycení povrchu uhlíkem a dusíkem) a posléze kalení.

Tab. 5.: Tabulka použitých materiálů

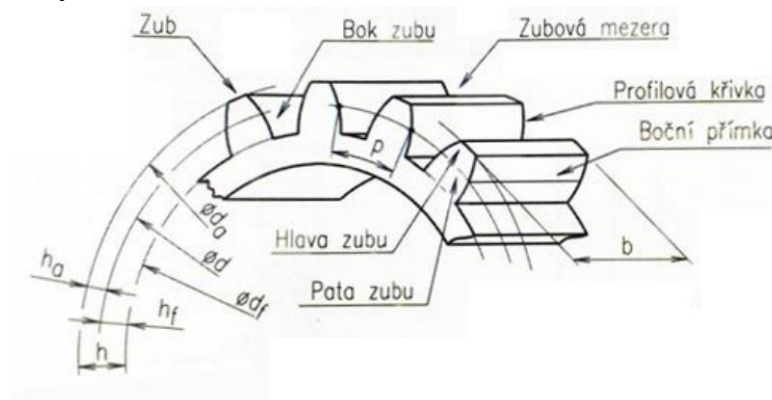
Součást	Materiál ČSN	Mez únavy v ohybu σ_{Flim} [MPa]	Mez únavy v dotyku σ_{Hlim} [MPa]
Pastorek	15 241	705	1160
Ozubené kolo	14 140	650	1140
Předlohový hřídel	14 140	740	1288
Výstupní hřídel	14 140	740	1288

Soukolí jsem navrhoval tak, aby se bezpečnost v ohybu a dotyku, při zatížení maximálním momentem motoru (pracovní bod 1, obr. 20), pohybovala okolo 1,1. Tato hodnota by zaručovala dostatečnou bezpečnost. Vyšší hodnoty by znamenaly

předimenzování. Výsledné hodnoty bezpečností jsou zvýrazněny červeným rámečkem.

Z následujících výpisů (obr. 22 a 23) lze odečíst také základní rozměry věnce ozubení u pastorku, ozubeného kola, pastorku na předlohovém hřídeli a ozubeného kola na výstupním hřídeli.

- d- průměr roztečné kružnice
- d_a - průměr hlavové kružnice
- d_f - průměr patní kružnice
- d_w - valivý průměr
- h_a - výška hlavy zubu
- h_f - výška paty zubu
- h - celková výška zubu



Obrázek 21.: Rozměry ozubeného kola [7]

5.4.1 Parametry soukolí 12

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	15		d	105,58	239,31	σ_{Flim}	705	650
z_2	34		d_a	118,69	253,30	σ_{Hlim}	1160	1140
m_n	7		d_f	87,20	221,81	Y_{Fa}	3,25	2,46
x_1	-0,06		d_b	99,15	224,73	Y_{sa}	1,47	1,65
x_2	0		d_{wv}	105,31	238,69	Y_s	0,72	0,72
α_n	20		h_a	6,56	7	Y_β	0,98	0,98
β	6		h_f	9,19	8,75	F_β	6,00	6,00
a_w	172		h	15,75	15,75	$Y_{N,x}$	0,36	0,36
b_1	107		s_n	10,68	11	Z_H	2,51	2,51
b_2	100		s_t	10,73	11,06	Z_E	180	174
P	65		v_n	11,32	11	Z_s	0,85	0,85
n_1	708,6		v_t	11,38	11,06	Z_β	1,00	1,00
M_{k1}	875958,6		α_w	19,69		Z_B	1,00	1,00
v	3,92					$Z_{R,T}$	1,00	1,00
u	2,27					K_A	2,25	2,25
						K_V	1,02	1,02
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1,00	1,00
	1	2				$K_{F\beta}$	1,31	1,30
h_k	4,84	5,23				$K_{H\alpha}$	1,00	1,00
s_k	9,43	9,43	konst. tloušťka			$K_{H\beta}$	1,37	1,37
z'	2	4						
M/z	32,19	75,71	přes zuby					
d	10,33	10,33				S_F	1,14	1,16
M/d	114,84	249,50	přes kuličky			S_H	1,13	1,15

Obrázek 22.: Výpis vypočtených hodnot z MS Excel viz příloha [IV]

5.4.2 Bezpečnost soukolí 12

Výsledné bezpečnosti se v pracovním bodu 1 pohybují okolo 15%. S následujícím snižováním kroutícího momentu a zvyšování otáček motoru v ostatních bodech dochází ke značnému zvýšení těchto hodnot. Důvodem je výkonové omezení a tedy pokles momentu.

Tab. 6.: Výsledné hodnoty bezpečností soukolí 12 v jednotlivých bodech

Pracovní bod	Bezpečnost na ohyb		Bezpečnost na styk	
	Pastorek	Kolo	Pastorek	kolo
1	1,14	1,16	1,13	1,15
2	1,78	1,71	1,40	1,38
3	2,99	2,88	1,82	1,78
4	4,25	4,09	2,17	2,13

Výsledné bezpečnosti soukolí 12 dokumentuje Tab. 6. Hodnoty vyšly v přijatelné odchylce od stanovené hodnoty 1,1. Takto navržené soukolí je s dostatečnou bezpečností.

Nápravová převodovka pro pohon dvojkolí otočného dvounápravového podvozku nízkopodlažní tramvaje

5.4.3 Parametry soukolí 34

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	17		d	119,66	351,93	σ_{Flim}	740	740
z_2	50		d_a	134,07	365,93	σ_{Hlim}	1288	1288
m_n	7		d_f	102,57	334,43	Y_{Fa}	2,88	2,33
x_1	0,03		d_b	112,37	330,49	Y_{sa}	1,54	1,7
x_2	0		d_w	119,76	352,24	Y_s	0,71	0,71
α_n	20		h_a	7,21	7	Y_β	0,97	0,97
β	6		h_f	8,54	8,75	F_β	6	6
a_w	236		h	15,75	15,75	$Y_{N.X}$	1	1
b_1	135		s_n	11,15	11	Z_H	2,47	2,47
b_2	128		s_t	11,21	11,06	Z_E	174	174
P	65		v_n	10,84	11	Z_s	0,83	0,83
n_1	105,51		v_t	10,9	11,06	Z_β	1	1
M_{k1}	5882895		α_w	20,24		Z_B	1	1
v	0,66					$Z_{R.T}$	1,4	1,4
u	2,94					K_A	1,5	1,5
						K_V	1	1
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,39	1,39
h_k	5,42	5,23				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	9,84	9,84	konst. tloušťka			$K_{H\beta}$	1,45	1,45
z'	2	6						
M/z	32,83	118,64	přes zuby					
d	10,33	10,33				S_F	1,11	1,18
M/d	130,26	362,11	přes kuličky			S_H	1,16	1,16

Obrázek 23.: Výpis vypočtených hodnot z MS Excel viz příloha [V]

5.4.4 Bezpečnost soukolí 34

U soukolí 34 jsou bezpečnosti při zatížení dle pracovního bodu 1 (viz obr. 20) opět okolo 15%. Při jízdě 70 km/h už jsou ale značně předimenzované. Případné zredukování bezpečnosti by se dalo provést např. změnou materiálu.

Tab. 7.: Výsledné hodnoty bezpečností soukolí 34 v jednotlivých bodech

Pracovní bod	Bezpečnost na ohyb		Bezpečnost na styk	
	Pastorek	Kolo	Pastorek	kolo
1	1,11	1,18	1,16	1,16
2	1,72	1,82	1,44	1,44
3	3,02	3,21	1,91	1,91
4	6,55	6,96	2,82	2,82

Výsledné bezpečnosti soukolí 34 dokumentuje Tab. 7. Hodnoty vyšly v přijatelné odchylce od stanovené hodnoty 1,1. Takto navržené soukolí je s dostatečnou bezpečností.

5.5 Předběžný návrh minimálních průměrů hřídelů

Hřídele v převodovkách bývají namáhány krutem, ohybem, případně tahem či tlakem. Při předběžném návrhu minimálních průměrů hřídelů jsem uvažoval zatížení pouze krutem, neboť hřídele jsou krátké. Kontrolu průhybu hřídelů jsem provedl v kapitole 8.

5.5.1 Pastorek

Materiál pastorku: 15 241

Dovolené napětí v krutu pro zvolený materiál: $\tau_D = 510 \text{ [MPa]}$

Pro míjivé zatížení hřídelů jsem musel dovolené napětí zredukovat bezpečností. Pro takovéto zatížení je bezpečnostní součinitel $k_m=0,65$.

Kroutící moment hřídele

$$M_{kl} = M_{kTM} = 876 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad [49]$$

Minimální průměr hřídele

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kl} \cdot 1000}{\pi \cdot \tau_D \cdot k_m}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 876 \cdot 1000}{\pi \cdot 510 \cdot 0,65}} = 23,8 \text{ [mm]} \quad [50]$$

Minimální navržený průměr na pastorku jsem nakonec zvolil 60 [mm]. Stejný průměr má výstupní hřídel motoru. Mohu tak použít, ke spojení motoru s pastorkem převodovky, spojku se stejnými vnitřními průměry na obou stranách.

5.5.2 Předlohový hřídel

Materiál hřídele: 14 140

(určen pro povrchové kalení)

Dovolené napětí v krutu pro zvolený materiál: $\tau_D = 320 \text{ [MPa]}$

Pro míjivé zatížení hřídelů jsem musel dovolené napětí zredukovat bezpečností. Pro takovéto zatížení je bezpečnostní součinitel $k_m=0,65$.

Kroutící moment hřídele

$$M_{kII} = M_{kl} \cdot i_{12} \cdot \eta = 876 \cdot 2,27 \cdot 0,98 = 2026,12 \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad [51]$$

Minimální průměr hřídele

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII} \cdot 1000}{\pi \cdot \tau_D \cdot k_m}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2026,12 \cdot 1000}{\pi \cdot 320 \cdot 0,65}} = 36,74 \text{ [mm]} \quad [52]$$

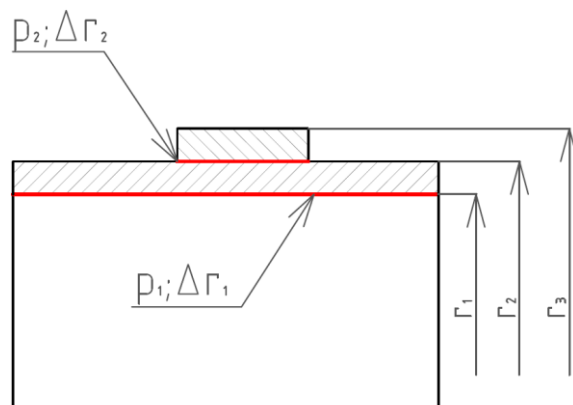
Minimální průměr předlohového hřídele jsem navrhl 65 [mm]. Tento minimální průměr je u předlohového hřídele pouze pod nalisovanými ložisky. Na zbytku je minimální průměr 75 [mm].

5.5.3 Dutý výstupní hřídel

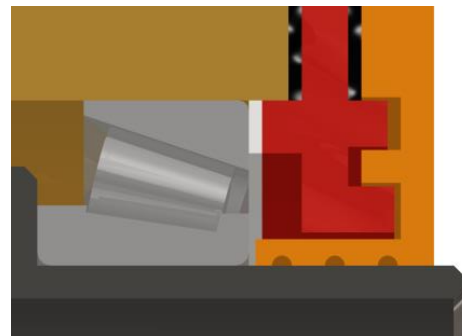
U výstupního hřídele jsem považoval za místo možné deformace prostor pro uložení ložisek. Proto jsem provedl následný výpočet lisovaných spojů v tomto místě. Hodnotu lisovacího poloměru nápravového hřídele jsem navrhl po konzultaci s vedoucím mé práce. Některé hodnoty v tabulce 8 jsou výsledky dříve spočítaných rovnic. Čísla těchto rovnic jsou uvedeny v hranatých závorkách u názvu hodnoty.

Tab. 8.: Vstupní hodnoty výpočtu výstupního hřídele

Lisovací poloměr nápravového hřídele	$r_{1H} =$	65	[mm]
Vnitřní poloměr ložiska	$r_{2L} =$	75	[mm]
Maximální nápravové zatížení [11]	$A_{max} =$	81,3	[kN/náp]
Průměrný součinitel adheze na dvojkolí	$\mu =$	12	[-]
Střední poloměr tramvajového kola [14]	$r_{kstř} =$	0,285	[m]
Délka lisovaného spoje	$l_L =$	0,412	[m]
Součinitel smykového tření	$f =$	0,12	[-]



Obrázek 24.: Náčrtek lisovaného spoje



Obrázek 25.: Zobrazení lisovaného spoje z 3D modelu

Adhezní moment

Adhezní moment jsem počítal pro maximální zátěž náprav. Toto zatížení jsem vypočítal z maximálního kroutícího momentu T_M .

$$M_{ad} = A \cdot \mu \cdot r_{kstř} = 2 \cdot 81,3 \cdot 0,25 \cdot 0,285 = 11,585 \text{ [kN} \cdot \text{m]} \quad [53]$$

Potřebný tlak v lisovaném spoji

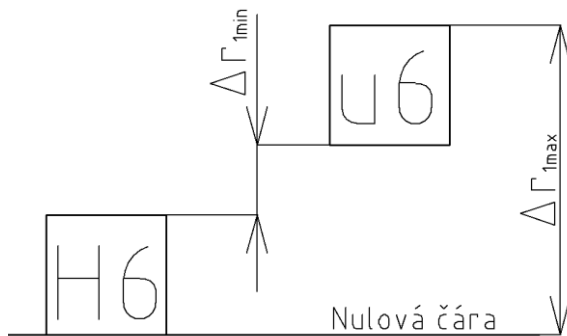
Pro jsem zvolil bezpečnost $k_{lis} = 3$.

$$p = \frac{M_{ad} \cdot k_{lis}}{\pi \cdot (2 \cdot r_1)^2 \cdot l_L \cdot f} = \frac{11,585 \cdot 3}{\pi \cdot 0,130^2 \cdot 0,412 \cdot 0,12} = 13,24 \text{ [MPa]} \quad [54]$$

Minimální přesah

$$\Delta r_{1min}' = \frac{P}{E} \cdot \frac{2r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2)} \cdot 2r_1 = \frac{13,24}{210000} \cdot \frac{2 \cdot 70^2}{(70^2 - 65^2)} \cdot 2 \cdot 65 = 0,119 \text{ [mm]} \quad [55]$$

Určení normalizovaného uložení s přesahem



$$\phi 130 H6/u6 \Rightarrow H6_0^{+25}; u6_{+170}^{+195}$$

$$DMR = 130,170 [mm]$$

$$HMR = 130,195 [mm]$$

$$dmr = 130 [mm]$$

$$hmr = 130,025 [mm]$$

Obrázek 26.: Uložení s přesahem nápravového hřídele

$$\Delta r_{1min} = DMR - hmr = 130,170 - 130,025 = 0,145 [mm] \quad [56]$$

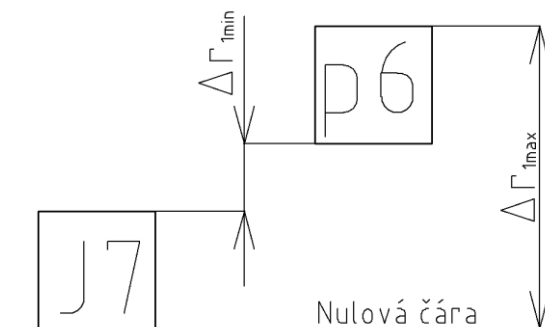
$$\Delta r_{1max} = HMR - dmr = 130,195 - 130 = 0,195 [mm] \quad [57]$$

Skutečný tlak v lisovaném spoji

$$p_{1min} = \frac{\Delta r_{1min} \cdot E \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{2 \cdot r_1 \cdot 2 \cdot r_2^2} = \frac{0,145 \cdot 210000 \cdot (70^2 - 65^2)}{2 \cdot 65 \cdot 2 \cdot 70^2} = 16,13 [MPa] \quad [58]$$

$$p_{1max} = \frac{\Delta r_{1max} \cdot E \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{2 \cdot r_1 \cdot 2 \cdot r_2^2} = \frac{0,195 \cdot 210000 \cdot (70^2 - 65^2)}{2 \cdot 65 \cdot 2 \cdot 70^2} = 21,7 [MPa] \quad [59]$$

Uložení kuželíkových ložisek na výstupním hřídeli stanoveno výrobcem ložisek SKF.



$$\phi 140 J7/p6 \Rightarrow J7_{-14}^{+26}; p6_{+43}^{+68}$$

$$DMR = 139,986 [mm]$$

$$HMR = 140,026 [mm]$$

$$dmr = 140,043 [mm]$$

$$hmr = 140,068 [mm]$$

Obrázek 27.: Uložení s přesahem ložisek na výstupním hřídeli

$$\Delta r_{2min} = hmr - DMR = 140,068 - 139,986 = 0,082 [mm] \quad [60]$$

$$\Delta r_{2max} = dmr - HMR = 140,043 - 140,026 = 0,017 [mm] \quad [61]$$

Stanovení tlaku v lisovaném spoji

$$p_{2min} = \frac{\Delta r_{2min} \cdot E}{2r_2} \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 \right] = \frac{0,017 \cdot 210000}{2 \cdot 70} \left[1 - \left(\frac{70}{75} \right)^2 \right] = 3,29 [MPa] \quad [62]$$

$$p_{2max} = \frac{\Delta r_{2max} \cdot E}{2r_2} \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^2 \right] = \frac{0,082 \cdot 210000}{2 \cdot 70} \left[1 - \left(\frac{70}{75} \right)^2 \right] = 15,86 [MPa] \quad [63]$$

Určení materiálu výstupního hřídele

Dovolené napětí

$$\frac{2(p_{1min} - p_{2min})}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \leq \delta_D \quad [64]$$

$$\frac{2(16,13 - 3,29)}{1 - \left(\frac{65}{70}\right)^2} \leq \delta_D \quad [65]$$

$$186,42 \leq \delta_D \quad [66]$$

Potřebná mez kluzu materiálu, při požadované bezpečnosti $k=3$

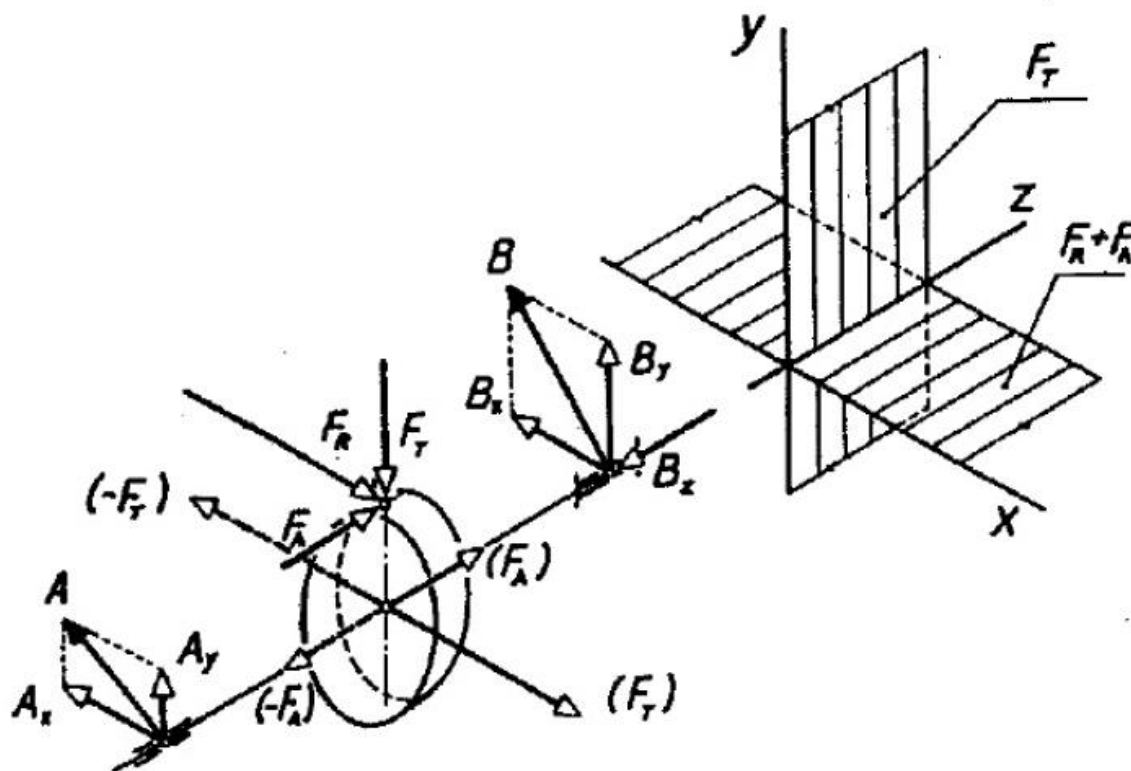
$$\sigma_K \geq \sigma_D \cdot k \quad [67]$$

$$\sigma_K \geq 186,42 \cdot 3 \geq 560 \text{ [MPa]} \quad [68]$$

Materiál výstupního hřídele byl zvolen v části 6.3. Mez kluzu u materiálu 14 140 je 588 [MPa].

6 Silové poměry v čelním ozubení

Na ozubení obecně vznikají tečné a radiální síly. U ozubení se šikmými zuby vzniká také axiální síla (síla působící ve směru osy rotace). Vyšetření těchto silových účinků se provádí ve dvou vzájemně kolmých rovinách, viz obr. 29. V rovině x-z síly axiální a radiální, v rovině y-z sílu tečnou.



Obrázek 28.: Silové poměry ozubení [11]

6.1 Silové poměry v ozubení – soukolí 12

Pro přesnější výpočet silových poměrů je nutné přepočítat úhly na valivé. Úhel záběru v tečné rovině byl spočítán v rovnici [33]. Korigovaný úhel záběru v tečné rovině pak v rovnici [35] resp. [41].

Korigovaný úhel záběru

$$\beta_{w12} = \arctg \left(tg\beta \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw12}} \right) = \arctg \left(tg 6^\circ \cdot \frac{\cos 20,1^\circ}{\cos 20,5^\circ} \right) = 6,02 [^\circ] \quad [69]$$

Tečná síla v ozubení

$$F_{T12} = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_w} = \frac{2 \cdot 876}{0,10587} = 16548,6 [N] \quad [70]$$

Axiální síla od ozubení

$$F_{A12} = F_{T12} \cdot tg\beta_w = 16548,6 \cdot tg 6,02^\circ = 1745,2 [N] \quad [71]$$

Radiální síla od ozubení

$$F_{R12} = F_{T12} \cdot tg\alpha_{tw} = 16548,6 \cdot tg 20,5^\circ = 6187,3 [N] \quad [72]$$

6.2 Silové poměry v ozubení – soukolí 34

$$\beta_{w34} = \arctg \left(tg\beta \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw34}} \right) = \arctg \left(tg 6^\circ \cdot \frac{\cos 20,1^\circ}{\cos 20,24^\circ} \right) = 6,01 [^\circ] \quad [73]$$

Kroutící moment výstupního hřídele

Tab. 9.: Hodnoty potřebné k výpočtu momentu výstupního hřídele

Účinnost soukolí	$\eta_{12}=\eta_{34}=\quad$	0,98	[-]
Valivý průměr výstupního ozubeného kola	$d_{w4}=\quad$	352,4	[mm]

$$M_{kIII} = M_{kl} \cdot i_c \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} = 876 \cdot 6,67 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 5611,5 [N \cdot m] \quad [74]$$

Tečná síla v ozubení

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_{w4}} = \frac{2 \cdot 5611,5}{0,3524} = 31847,5 [N] \quad [75]$$

Axiální síla od ozubení

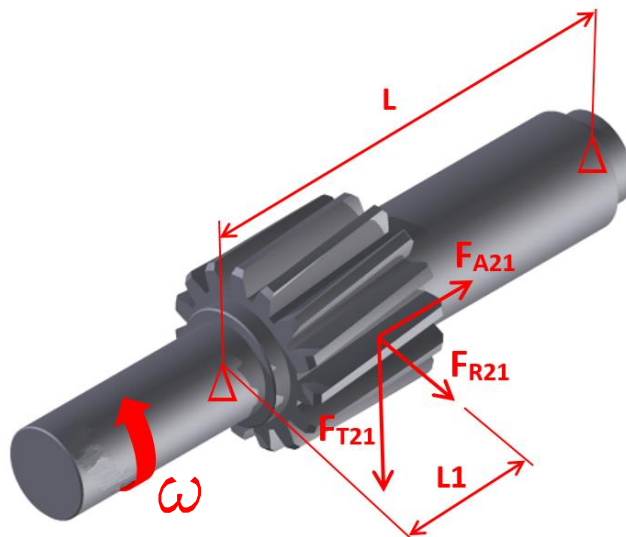
$$F_{A34} = F_{T34} \cdot tg\beta_{w34} = 31847,5 \cdot tg 6,01^\circ = 3352,9 [N] \quad [76]$$

Radiální síla od ozubení

$$F_{R34} = F_{T34} \cdot tg\alpha_{tw34} = 31847,5 \cdot tg 20,24^\circ = 11742,8 [N] \quad [77]$$

6.3 Výpočet silových reakcí v uložení pastorku

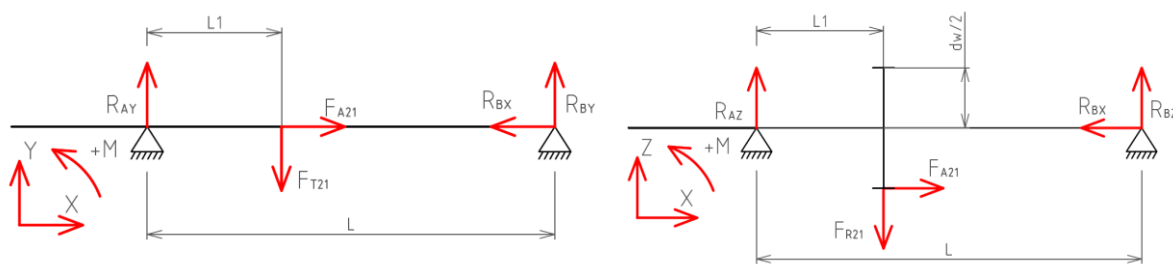
V zadání mé práce bylo určit uložení pouze pastorku. Proto dále nebudou řešeny ostatní hřídele.



Obrázek 29.: Rozklad sil od ozubení na pastorku

Tab. 10.: Rozměry uložení pastorku

Vzdálenost podpór	L=	302	[mm]
Vzdálenost podpory A od působíště sil	L1=	76	[mm]
Průměr valivé kružnice	dw=	105,87	[mm]



Obrázek 30.: Schematicky zobrazený rozklad sil na pastorku

Rovnice rovnováhy

$$X: -R_{BX} + F_{A21} = 0 \Rightarrow R_{BX} = F_{A21} \quad [78]$$

$$Y: R_{AY} - F_{T21} + R_{BY} = 0 \Rightarrow R_{AY} = -R_{BY} + F_{T21} \quad [79]$$

$$Z: R_{AZ} + R_{BZ} - F_{R21} = 0 \Rightarrow R_{AZ} = F_{R21} - R_{BZ} \quad [80]$$

$$M_{A(ZX)}: F_{A21} \cdot \frac{d_w}{2} - F_{R21} \cdot L1 + R_{BZ} \cdot L = 0 \Rightarrow R_{BZ} = \frac{-F_{A21} \cdot \frac{d_w}{2} + F_{R21} \cdot L1}{L} \quad [81]$$

$$M_{A(YX)}: -F_{T21} \cdot L1 + R_{BY} \cdot L = 0 \Rightarrow R_{BY} = \frac{F_{T21} \cdot L1}{L} \quad [82]$$



Reakce v podpoře B ve směru osy Z

$$R_{BZ} = \frac{F_{R21} \cdot L1 - F_{A21} \cdot \frac{d_W}{2}}{L} = \frac{6187,3 \cdot 0,076 - 1745,2 \cdot \frac{0,10587}{2}}{0,302} = 1251,2 \text{ [N]} \quad [83]$$

Vyjádřením z rovnice [81] jsem získal reakci v podpoře B ve směru osy Z.

Reakce v podpoře B ve směru osy Y

$$R_{BY} = \frac{F_{T21} \cdot L1}{L} = \frac{16548,6 \cdot 0,076}{0,302} = 4164,5 \text{ [N]} \quad [84]$$

Vyjádřením z rovnice [82] jsem získal reakci v podpoře B ve směru osy Y.

Reakce v podpoře B ve směru osy X

$$R_{BX} = F_{A21} = 1745,2 \text{ [N]} \quad [85]$$

Vyjádřením z rovnice [78] jsem získal reakci v podpoře A ve směru osy Z.

Reakce v podpoře A ve směru osy Y

$$R_{AY} = -R_{BY} + F_{T21} = -4164,5 + 16548,6 = 12384,1 \text{ [N]} \quad [86]$$

Vyjádřením z rovnice [79] jsem získal reakci v podpoře A ve směru osy Y.

Reakce v podpoře A ve směru osy Z

$$R_{AZ} = F_{R21} - R_{BZ} = 6187,3 - 1251,1 = 4936,2 \text{ [N]} \quad [87]$$

Vyjádřením z rovnice [80] jsem získal reakci v podpoře A ve směru osy Z.

Z rovnic rovnováhy jsem stanovil reakce v jednotlivých podporách v jednotlivých osách. Pro výpočet ložisek budu potřebovat radiální a axiální složky reakcí v podporách. Axiální složka bude působit pouze v podpoře A a je rovna R_{AZ} .

Radiální reakce v podpoře A

$$F_{rA} = \sqrt{R_{AZ}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{4936,2^2 + 12384,1^2} = 13331,6 \text{ [N]} \quad [88]$$

Silovým součtem reakcí kolmých na osu rotace působících v podpoře A jsem dostal výslednici těchto dvou sil, potřebnou pro výpočet ložisek.

Reakce v podpoře B

$$F_{rB} = \sqrt{R_{BZ}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1251,2^2 + 4164,5^2} = 4348,4 \text{ [N]} \quad [89]$$

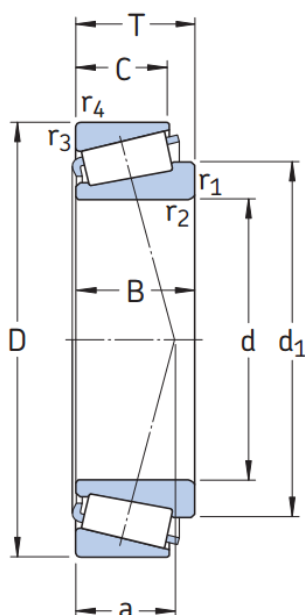
Silovým součtem reakcí kolmých na osu rotace působících v podpoře B jsem dostal výslednici těchto dvou sil, potřebnou pro výpočet ložisek.

7 Výpočet ložisek pastorku

Navrhl jsem pro výpočet ložisko dle normy ISO 355 s označením 4CB-60x100x21. Výpočet kuželíkových ložisek jsem provedl podle katalogu SKF [12].

Tab. 11.: Rozměry a vlastnosti ložiska

Vnější průměr ložiska	D=	100	[mm]
Vnitřní průměr ložiska	d _L =	60	[mm]
Šířka ložiska	T=	21	[mm]
Dynamická únosnost ložiska	C=	117	[kN]

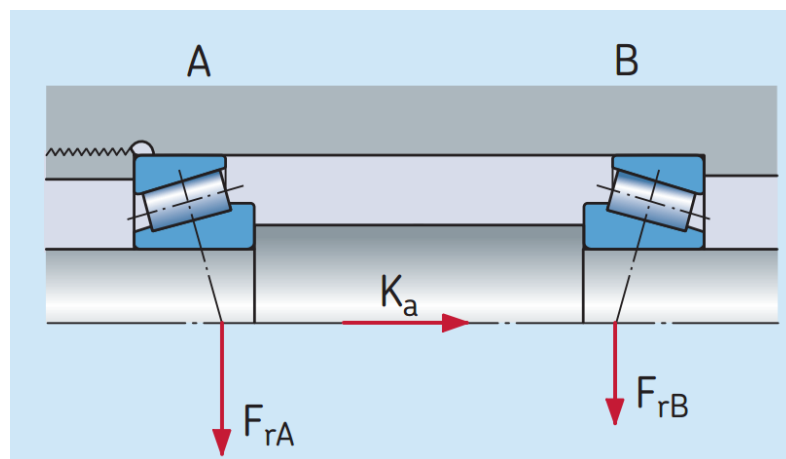


Obrázek 32.: Rozměrový náčrtek kuželíkového ložiska



Obrázek 31.: Kuželíkové ložisko

Uložení kuželíkových ložisek jsem volil čely k sobě, tzv. do X, viz obr. 33.



Obrázek 33.: Uložení kuželíkových ložisek



Kontrola dominantní radiální síly

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B} = \frac{13331,6}{1,7} \geq \frac{4348,4}{1,7} = 7842,1 \geq 2557,9 \text{ [N]} \quad [90]$$

Axiální síla v podpoře A

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 13331,6}{1,7} = 3921,1 \text{ [N]} \quad [91]$$

Axiální síla v podpoře B

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 3921,1 + 1745,2 = 5666,3 \text{ [N]} \quad [92]$$

Poměr axiální a radiální síly v podpoře A

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{3921,1}{13331,6} = 0,29 \leq 0,35 \quad [93]$$

Pokud by výsledek vyšel jako nevyhovující, musely by se zvolit jiné vzorce pro další výpočet, respektující větší vliv axiálního zatížení.

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v podpoře A

$$P_A = F_{eA} = F_{rA} = 13331,6 \text{ [N]} \quad [94]$$

Poměr axiální a radiální síly v podpoře B

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{5666,3}{4348,4} = 1,3 \leq 0,35 \quad [95]$$

Jelikož výsledek vyšel jako nevyhovující dané podmínce, musel jsem zvolit jiný vzorec pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení, než jako u ložiska A.

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v podpoře B

$$P_B = F_{eB} = 0,4 \cdot F_{rB} + Y_B \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 4348,4 + 1,7 \cdot 5666,3 = 11372,1 \text{ [N]} \quad [96]$$

Trvanlivost ložiska A

$$L_{HA} = \frac{16667}{n_1} \cdot \left(\frac{C}{F_{eA}}\right)^m = \frac{16667}{708} \cdot \left(\frac{117000}{13331,6}\right)^{\frac{10}{3}} = 32822 \text{ h} \quad [97]$$

Trvanlivost ložiska B

$$L_{HB} = \frac{16667}{n_1} \cdot \left(\frac{C}{F_{eB}}\right)^m = \frac{16667}{708} \cdot \left(\frac{117000}{11372,1}\right)^{\frac{10}{3}} = 55758,1 \text{ h} \quad [98]$$

Při navrhování ložisek jsem si stanovil minimální hodnotu trvanlivost 20000 [h]. Z rovnic 97 a 98 vyplývá, že tato podmínka byla splněna. Ložiska jsou mírně předdimenzovaná, ale vzhledem k rozměrovým omezením převodovky jsem použil tento typ ložisek.

8 Průhyb pastorku

Průhyb pastorku jsem řešil v programu MITCalc. Výsledkem jsou vyobrazení průběhů průhybu po celém hřídele ve dvou rovinách X-Y a X-Z. Jako typ zatížení jsem z nabídky zvolil míjivý krut + ohyb. Soubor s výpočtem viz příloha [IV].

Tab. 12.: Vstupní hodnoty pro program MITCalc

Přenášený výkon	$P_{TM} =$	65	[kW]
Otáčky hřídele	$n_{TM1} =$	708	[min ⁻¹]
Rozteč ložisek	$L =$	302	[mm]

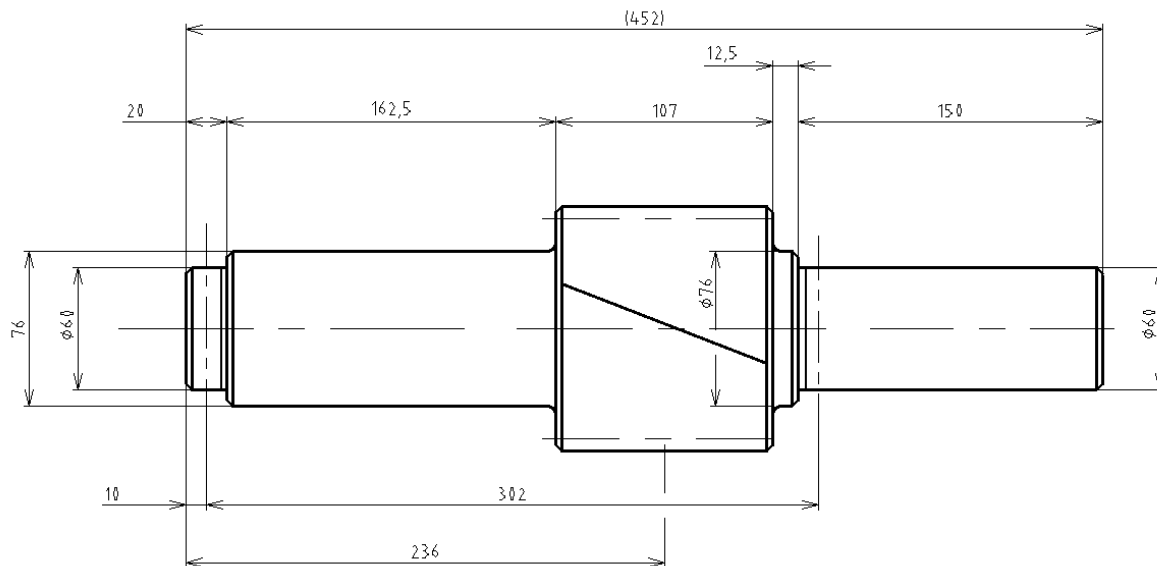
Maximální dovolený průhyb mezi kuželíkovými ložisky

$$y_{Lmax} = \frac{l}{5000} = \frac{302}{5000} = 0,06 \text{ [mm]} \quad [99]$$

Maximální dovolený průhyb pod ozubením

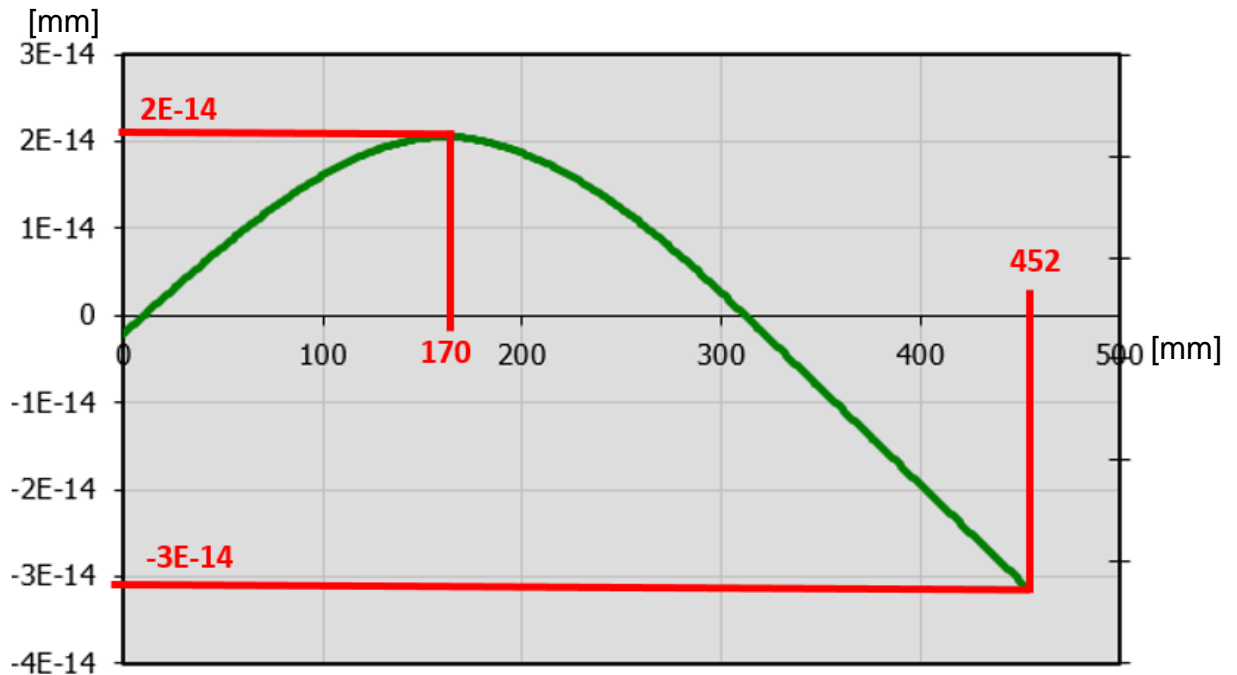
$$y_{Ozmax} = \frac{m}{100} = \frac{7}{100} = 0,07 \text{ [mm]} \quad [100]$$

Na obrázcích 37 a 38 je vyobrazen vypočtený ohybový úhel pastorku. Maximální úhel sklonu v podporách (ložiskách) pro kuželíková ložiska je 1-2'. V místě ozubených kol je to pak 3-7'.



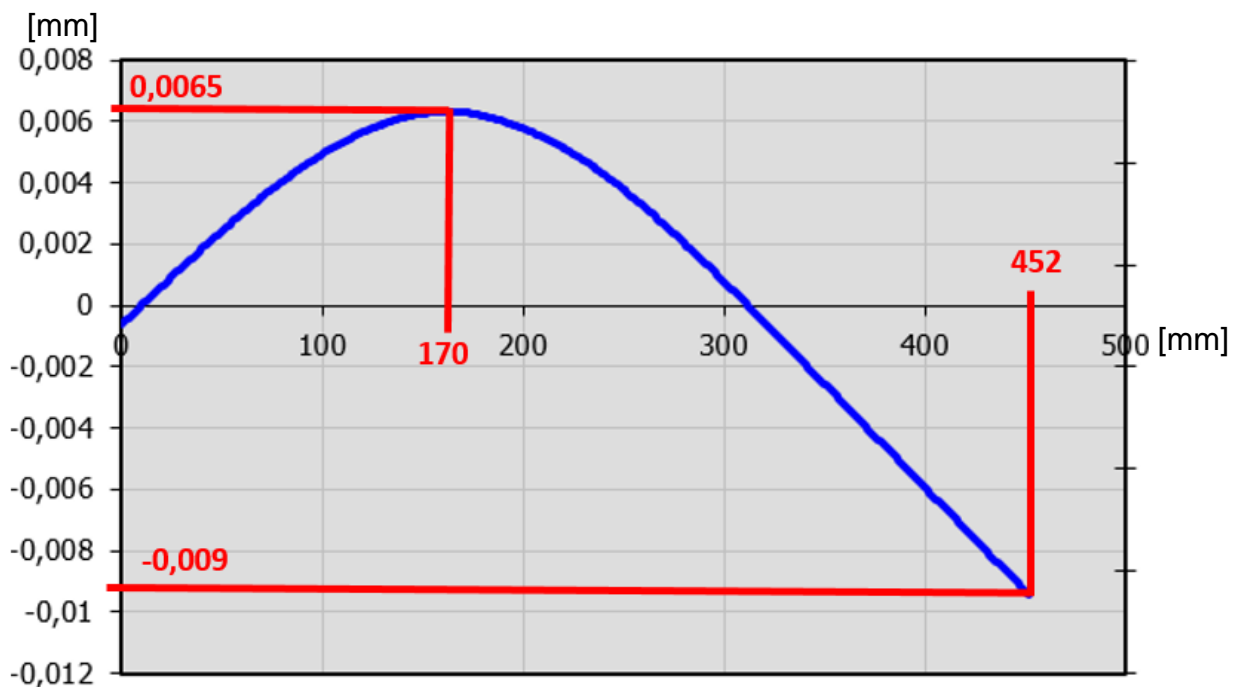
Obrázek 34.: Potřebné rozměry pro výpočet

Pro výpočet průhybu v programu MITCalc jsem musel zadat veškeré rozměry pastorku. K zadávání se používaly postupné rozměry tak, jak jsou zakótovány na obr. 34. Je zde naznačeno i uložení v ložiskách.



Obrázek 35.: Průhyb pastorku v rovině X-Z

Průhyb v rovině X-Z, viz obr. 35, je téměř nulový v celém svém průběhu. K největšímu průhybu dochází na konci hřídele vystupujícího z převodovky. Hodnota tohoto průhybu je $3 \cdot 10^{-14}$ [mm]. V rovnicích č. 99 a 100 jsem spočítal maximální průhyb hřídele mezi ložisky a v ozubení. Při porovnání hodnot maximálních dovolených průhybů a skutečných jsem došel k závěru, že hřídel vyhovuje.

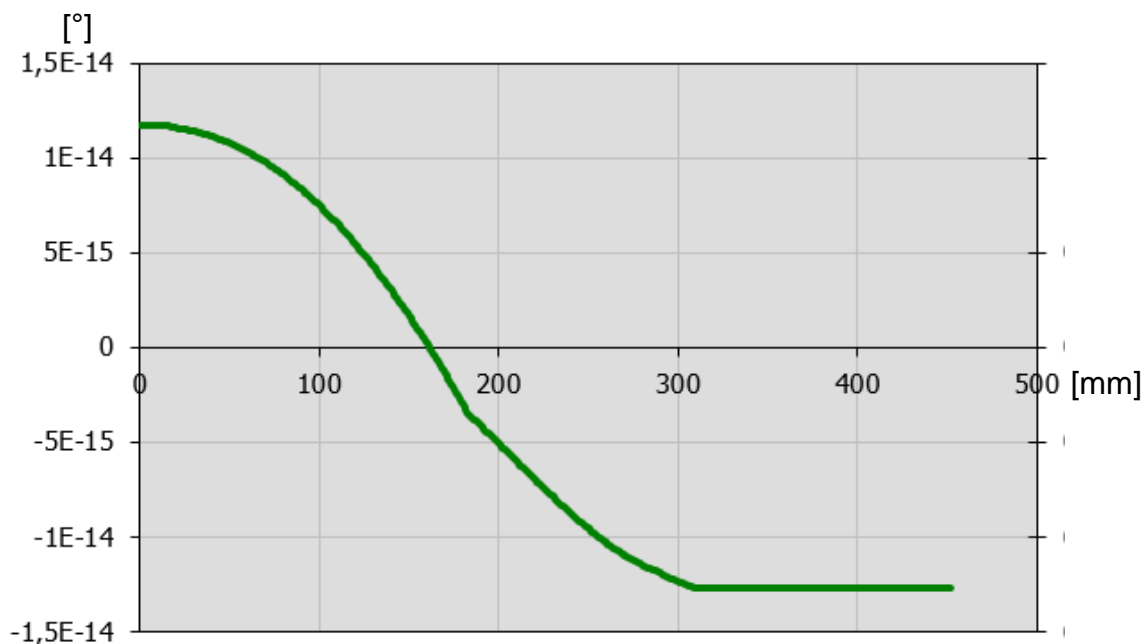


Obrázek 36.: Průhyb pastorku v ose X-Y

Průhyb pastorku v rovině X-Y už je výraznější. Stále je však minimální. Maximální hodnota průhybu je rovna 9 [μm] a opět je na převislém konci hřídele. Maximální

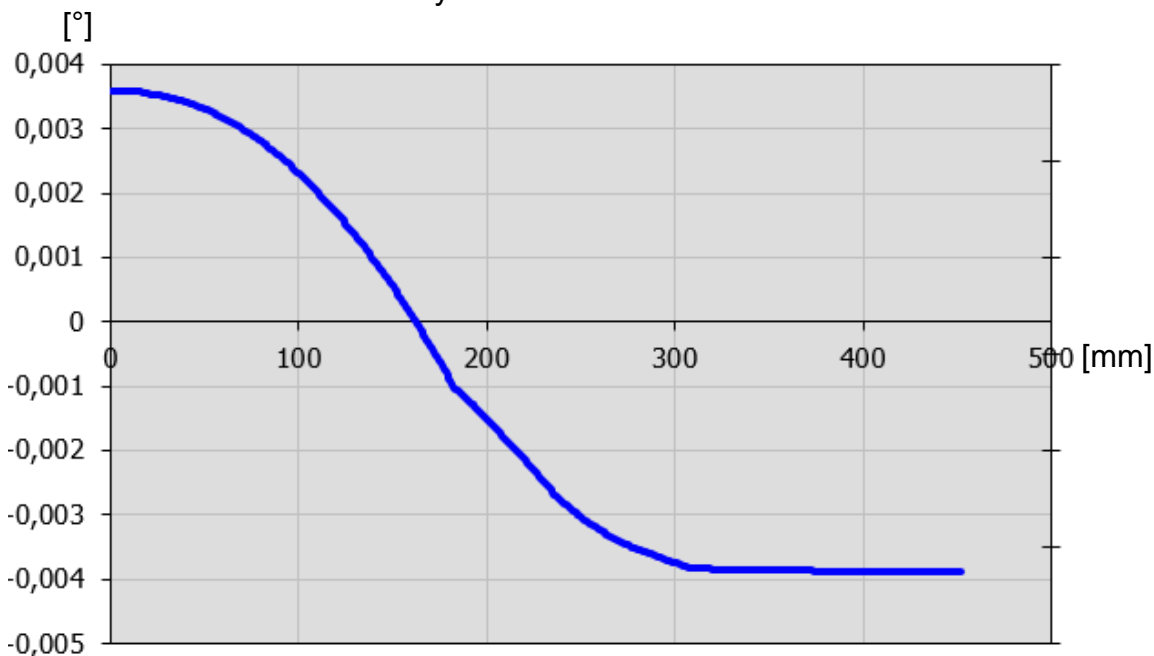
hodnoty průhybů mezi ložisky a v ozubení, viz rovnice 99 a 100, jsou mnohem vyšší, než vypočtený průhyb.

Při průhybu pastorku dojde i k projevení ohybového úhlu, viz obr. 37 a 38.



Obrázek 37.: Ohybový úhel v rovině X-Z

Ohybový úhel vyšel maximální na koncích hřídele. V rovině X-Z je tento úhel minimální a tudíž zanedbatelný.

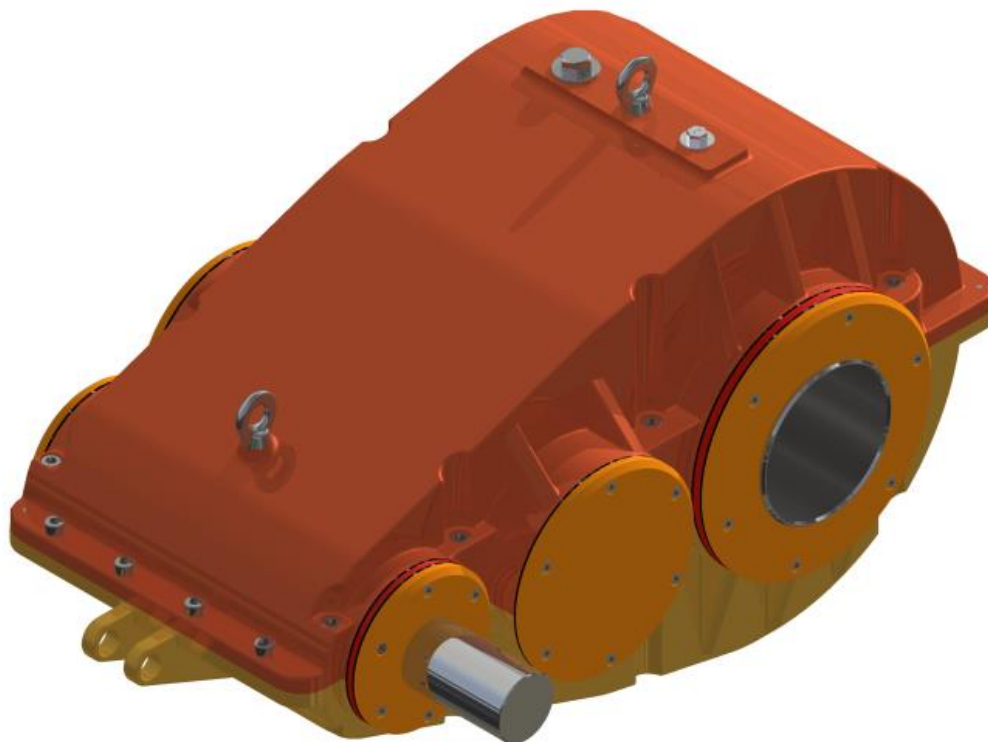


Obrázek 38.: Ohybový úhel v rovině X-Y

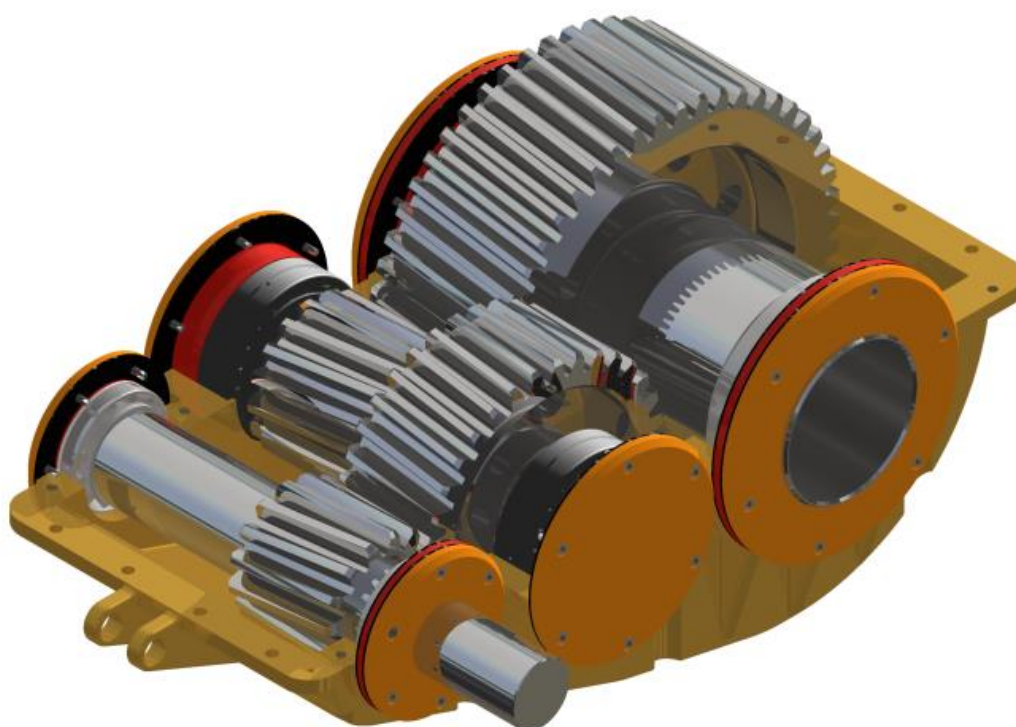
Ohybový úhel vyšel, i v této rovině, maximální na koncích hřídele. V rovině X-y je tento úhel také zanedbatelný. Z obrázku 38 lze odečíst maximální průhyb $0,004^\circ$, což znamená cca $14''$. Mezi motorem a vstupním hřídelem je použita sférická zubová spojka, která přes takto drobné natočení zvládne přenést kroutící moment motoru.

9 Ukázka 3D modelu převodovky

Celý 3D model jsem vytvořil pomocí programu Autodesk Inventor 2015.



Obrázek 39.: Celková sestava převodovky



Obrázek 40.: Pohled do převodovky

Pastorek převodovky



Obrázek 41.: Pastorek převodovky

Ozubené kolo z prvního soukolí

Toto ozubené kolo jsem navrhl jako výkovek. Vzhledem k velké hmotnosti jsem ozubené kolo upravil poměrně velkými odlehčeními.



Obrázek 42.: Ozubené kolo z prvního soukolí

Předlokový hřídel převodovky

Pastorek druhého soukolí je součástí předlohového hřídele. Uložení jsem navrhl pomocí dvouřadých soudečkových ložisek. Zajištěné jsou z obou stran pojistnými deskami, které jsou následně zajištěny šroubem. Na předlohový hřídel je nalisováno ozubené kolo z prvního soukolí, viz obrázek 42.



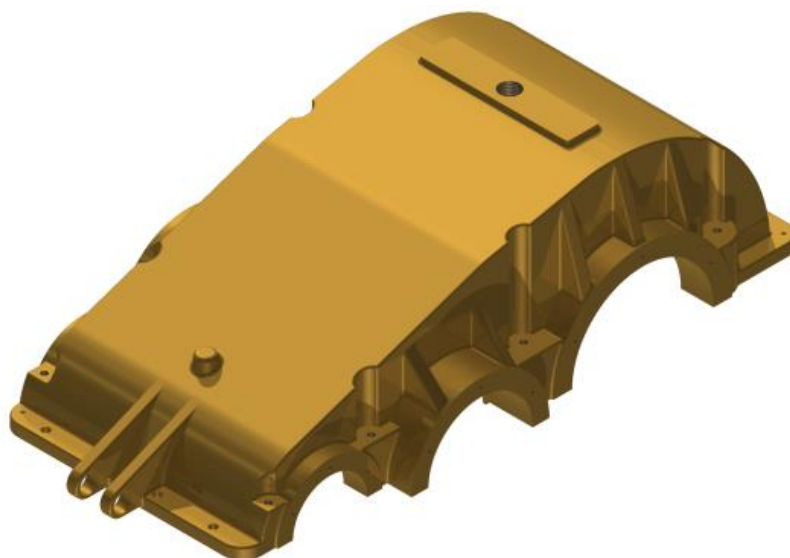
Obrázek 43.: Předlohový hřídel

Skříň převodovky

Spodní i vrchní díl skříně jsem navrhl jako odlitek ze stejné formy. Jediným rozdílem je část se závěskou, jinak jsou pouze jinak obrobene. Materiál skříně jsem volil hliník z důvodu úspory hmotnosti. Na obou částích skříně jsem navrhl několik žeber, aby se zvýšila tuhost celé skříně. V praxi se hliníkové skříně příliš nepoužívají, protože ani při žebrování se nedosáhne potřebné tuhosti převodovky.

Spodní díl skříně

Spodní díl je opatřen v nejnižším místě dírou se závitem pro vypouštěcí zátku.



Obrázek 44.: Spodní část skříně

Vrchní díl skříně

U vrchního dílu jsem navrhl, pro dobrou manipulovatelnost při montáži, díry pro dva závěsné šrouby. Dále je zde pak otvor pro odzdušňovací ventil a otvor pro nalévání oleje do převodovky. Tento otvor je následně uzavřen stejnou zátkou, jako je ve vypouštěcím otvoru.



Obrázek 45.: Vrchní část skříně

Výstupní hřídel

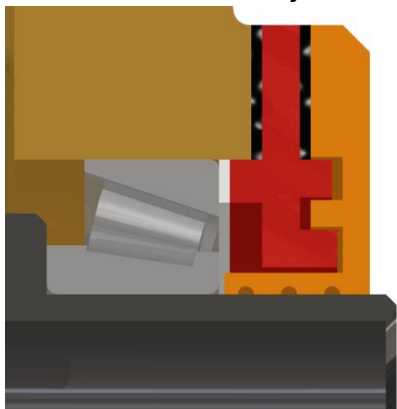
Výstupní hřídel byl navržen tak, aby celá převodovka byla kompaktní. To znamená, že se nechá prodávat samostatně bez nápravového hřídele. Do takto vyrobené převodovky si může nápravový hřídel nalisovat odběratel sám. Pokud by převodovka nebyla kompaktní, musel by se nápravový hřídel lisovat pomocí speciálních přípravků. Polotovarem bude výkovek.



Obrázek 46.: Výstupní hřídel

Labyrintové těsnění

Jako těsnění vstupního pastorku a výstupního hřídele jsem navrhl labyrintové těsnění. Na obr. 47 je zobrazen výstup z převodovky. Na labyrintovém těsnění jsem také navrhl drážky na vznik tlakové ztráty při případné snaze výtoku oleje z převodovky. Tyto drážky jsou součástí víčka. Montážní předpětí kuželíkových ložisek je seřizováno pomocí vložených kroužků.



Obrázek 47.: Labyrintové těsnění

10 Hmotnostní analýza

Hmotnostní analýzu jsem provedl u hlavních částí převodovky, viz kapitola 8.

Tab. 13.: Hmotnostní analýza

Název dílu	Hmotnost [kg]	Materiál – Polotovár
Pastorek	17,3	15 241 – Výkovek
Ozubené kolo	20,6	14 140 – Výkovek
Předlohový hřídel	18,6	15 241 – Výkovek
Výstupní hřídel	77,7	14 140 – Výkovek
Vršek skříně	18,2	Hliník – Odlitek
Spodek skříně	18,4	Hliník – Odlitek
Převodovka celkem	197,4	

11 Výkres pastorku

Elektronická forma- viz příloha [I]. Výrobní výkres je označen číslem BP-01-03 a ve vytištěné formě je přiložen na konci této práce.

12 Závěr

V této práci jsem navrhl dvoustupňovou nápravovou převodovku pro nízkopodlažní tramvaj s plně otočnými podvozky. Jako inspirace mi posloužila tramvaj EVO 1. Vstupní hodnoty jsem obdržel při zadání oborového projektu. Převodový poměr této převodovky jsem navrhl tak, aby docházelo k využití maximálních otáček při maximální rychlosti tramvaje 70 [km/h]. Převodovku jsem navrhl jako kompaktní, aby byla samostatně prodejná. V dílčích kapitolách jsem vypracoval všechny body zadání.

13 Seznam použité literatury

- [1] Bezbariérová tramvaj EVO 1, © PRAGOIMEX a.s., [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné na: <http://www.pragoimex.cz/page/bezbarierova-tramvaj-evo-1-275>
- [2] BUREŠ, Vítězslav, 2015. V Praze montují nový typ tramvaje, cestující ji vyzkoušejí v dubnu, © 1999–2015 [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné na: http://praha.idnes.cz/dopravni-podnik-praha-montuje-novy-typ-tramvaji-f6p-/praha-zpravy.aspx?c=A141212_113102_praha-zpravy_bur
- [3] KOLÁŘ, Josef, 2014. Úvod do dopravní techniky, © 2014 [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné na: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211026-Uvod_do_dopravni_techiky/UDT-p%C5%99edn%C3%A1%C5%A1ky.pdf
- [4] Tukač, Petr, 2009. Čelně-kuželová převodovka pro nízkopodlažní tramvaj, [online]. Dostupné na: <http://stc.fs.cvut.cz/history/2009/sbornik/Papers/pdf/TukacPetr-337708.pdf>
- [5] Wikov_EN_rail_catalogue: Katalog od dodavatele. WIKOV [online]. Copyright ©2015 Wikov holding [cit. 2015-06-10]. Dostupné na: <http://www.wikov.cz>
- [6] KOLÁŘ, Josef, 2014. Úvod do dopravní techniky, © 2014 [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné na: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211581-Prevody/3_4-P%C5%99evody%20pro%20KV.pdf
- [7] Ozubená kola, kreslení ozubených kol, kótování, vyplňování rohového razítka, zobrazování ozubeného soukolí, [online]. Dostupné na: <http://www.studentcar.cz/files/vyuka/TTD/lesson10.pdf>
- [8] Nepauer, Jan, 2010. Výroba kuželových ozubených kol, [online]. Dostupné na: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=33484
- [9] KOLÁŘ, Josef, 2014. Převody pro KV, © 2012 [online]. Dostupné na: https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211581-Prevody/3_4-P%C5%99evody%20pro%20KV.pdf
- [10] ČSN 01 4686. Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol část 1-5. Praha: Český normalizační institut, 1988.
- [11] KUGL, Otmar. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 169 s. ISBN 80-01-03205-1.
- [12] KUŽELÍKOVÁ_LOŽISKA. EXVALOS [online]. 2015 [cit. 2015-04-08]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_05_Kuzelikova%20loziska.pdf

- [13] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011, xiv, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.

14 Seznam obrázků

Obrázek 1.: Tramvajový vůz EVO1 a jeho trakční podvozek [1].....	6
Obrázek 2.: Rozdělení konceptů pohonů s podélnou osou TM	7
Obrázek 3.: Rozdělení konceptů pohonů s příčnou osou TM.....	7
Obrázek 4.: Koncepce pohonu s podélnou osou TM.....	8
Obrázek 5.: Kuželový převod [8]	8
Obrázek 6.: Kuželový hypoidní převod [7].....	8
Obrázek 7.: Podvozek Ixege [3]	9
Obrázek 8.: Kuželočelní dvoustupňová převodovka [5].....	9
Obrázek 9.: Čelně-kuželová převodovka [4].....	10
Obrázek 10.: Koncepce přímého pohonu (kolový motor)	10
Obrázek 11.: Pohon s kolovým motorem (PMSM)	11
Obrázek 12.: Pohon s kolovým motorem a planetovou převodovkou.....	11
Obrázek 13.: Pohon tramvaje Škoda 15T [3].....	12
Obrázek 14.: Jednostupňová převodovka	12
Obrázek 15.: Tříkolová převodovka vlaku AGV [3].....	13
Obrázek 16.: Dvoustupňová nápravová převodovka [5].....	13
Obrázek 17.: Trakční charakteristika vozu- vztažená na jednu nápravu	16
Obrázek 18.: Prostorové omezení.....	17
Obrázek 19.: Rozměrový náčrtek podvozku a jeho reálná podoba [1]	20
Obrázek 20.: Trakční charakteristika s pracovními body	23
Obrázek 21.: Rozměry ozubeného kola [7]	24
Obrázek 22.: Výpis vypočtených hodnot z MS Excel viz příloha [IV].....	25
Obrázek 23.: Výpis vypočtených hodnot z MS Excel viz příloha [V].....	26
Obrázek 24.: Náčrtek lisovaného spoje	28
Obrázek 25.: Zobrazení lisovaného spoje z 3D modelu	28
Obrázek 26.: Uložení s přesahem nápravového hřídele	29
Obrázek 27.: Uložení s přesahem ložisek na výstupním hřídeli	29
Obrázek 28.: Silové poměry ozubení [11]	30
Obrázek 29.: Rozklad sil od ozubení na pastorku	32
Obrázek 30.: Schematicky zobrazený rozklad sil na pastorku.....	32
Obrázek 31.: Kuželíkové ložisko	34
Obrázek 32.: Rozměrový náčrtek kuželíkového ložiska	34
Obrázek 33.: Uložení kuželíkových ložisek	34
Obrázek 34.: Potřebné rozměry pro výpočet	36
Obrázek 35.: Průhyb pastorku v rovině X-Z	37
Obrázek 36.: Průhyb pastorku v ose X-Y	37



Obrázek 37.: Ohybový úhel v rovině X-Z.....	38
Obrázek 38.: Ohybový úhel v rovině X-Y	38
Obrázek 39.: Celková sestava převodovky	39
Obrázek 40.: Pohled do převodovky	39
Obrázek 41.: Pastorek převodovky	40
Obrázek 42.: Ozubené kolo z prvního soukolí.....	40
Obrázek 43.: Předlohový hřídel	41
Obrázek 44.: Spodní část skříně	41
Obrázek 45.: Vrchní část skříně	42
Obrázek 46.: Výstupní hřídel	42
Obrázek 47.: Labyrintové těsnění.....	43

15 Seznam tabulek

Tab. 1.: Základní vstupní hodnoty	14
Tab. 2.: Vstupní hodnoty pro výpočet ozubení	17
Tab. 3.: Hodnoty úhlů ozubení	21
Tab. 4.: Zatížení TM v pracovních bodech	22
Tab. 5.: Tabulka použitých materiálů.....	23
Tab. 6.: Výsledné hodnoty bezpečností soukolí 12 v jednotlivých bodech	25
Tab. 7.: Výsledné hodnoty bezpečností soukolí 34 v jednotlivých bodech	26
Tab. 8.: Vstupní hodnoty výpočtu výstupního hřídele	28
Tab. 9.: Hodnoty potřebné k výpočtu momentu výstupního hřídele.....	31
Tab. 10.: Rozměry uložení pastorku.....	32
Tab. 11.: Rozměry a vlastnosti ložiska	34
Tab. 12.: Vstupní hodnoty pro program MITCalc	36
Tab. 13.: Hmotnostní analýza.....	43

16 Seznam příloh

- [I] Elektronická forma: Výrobní výkres pastorku
BP-01-03

- [II] Elektronická forma: soubor Excel pro výpočet kontroly ozubení
Pevnostní kontrola soukolí 12.xlsx

- [III] Elektronická forma: soubor Excel pro výpočet kontroly ozubení
Pevnostní kontrola soukolí 34.xlsx

- [IV] Elektronická forma: soubor Excel pro výpočet průhybu pastorku
Průhyb pastorku.xlsb