

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  

---

**FAKULTA STROJNÍ**

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

**Návrh mechanické části pohonu dvojkolí trakčního  
podvozku nízkopodlažní tramvaje**

**Design of the mechanical parts of the drive of wheelset  
in the traction bogie of the low-floor tram**

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

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

---

**Bc. Petr Rajdl**  
**Praha 2018**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Rajdl** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **412243**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh mechanické části pohonu dvojkolí trakčního podvozku nízkopodlažní tramvaje**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of the mechanical parts of the drive of wheelset in the traction bogie of the low-floor tram**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma - řešení pojezdu a pohonů u nízkopodlažních tramvají.
2. Přehled legislativních a technických požadavků kladených na pohon nízkopodlažních tramvajových vozidel.
3. Typový výkres nízkopodlažní tramvaje v měřítku 1:50 a stanovte její trakční charakteristiku a trakční vlastnosti.
4. Simulaci jízdy tramvaje v městském a v rychlodrážním provozu. Stanovte ekvivalentní trakční výkon a silové účinky.
5. Konstrukční návrh uspořádání mechanické části pohonu dvojkolí a převodovky u otočného trakčního podvozku.
6. Torzní model sestavy pohonu a stanovte vlastní frekvence a vlastní kmitové tvary torzní soustavy.
7. Průvodní technickou zprávu a sestavný výkres trakčního podvozku s detailním řešením navrženého pohonu.

Seznam doporučené literatury:

Odborné časopisy, firemní literatura, patentová literatura, normy.

Skripta ČVUT:

KOLÁŘ, J.: Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel

ŠÍBA, J.: Kolejová vozidla II, ŠÍBA, J.: 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) diplomové práce:

**doc. Ing. Josef Kolář, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: \_\_\_\_\_

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

  
doc. Ing. Josef Kolář, CSc.  
podpis vedoucí(ho) práce

  
doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

24.4.2018

Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## Anotační list

**Jméno autora:** *Bc. Petr RAJDL*

**Název DP:** Návrh mechanické části pohonu dvojkolí trakčního podvozku nízkopodlažní tramvaje

**Anglický název:** Design of the mechanical parts of the drive of wheelset in the traction bogie of the low-floor tram

**Rok:** 2018

**Studijní program:** Strojní inženýrství

**Obor studia:** Dopravní, letadlová a transportní technika

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

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

**Bibliografické údaje:** počet stran 124  
počet obrázků 86  
počet tabulek 32  
počet příloh 10

**Klíčová slova:** Nízkopodlažní tramvaj, nápravová převodovka, pohon dvojkolí, jednostupňová převodovka, hypoidní převodovka

**Keywords:** Low-floor tram, axle-gearbox, drive of wheelset, one-speed gearbox, hypoid gearbox

**Anotace:** Obsahem práce je návrh nápravové převodovky pro pohon dvojkolí dvounápravového podvozku nízkopodlažní tramvaje

**Abstract:** Content of the work is design axle-gearbox for drive of wheelset of two-axle bogie of low-floor tram

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou 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

Bc. Petr Rajdl

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. za poskytnutí odborných a věcných připomínek, ochotu a trpělivost. Poděkování také patří zaměstnancům společnosti Škoda Transportation, jmenovitě p. Ing. Jiřímu Vokounovi a p. Ing. Michalu Štillerovi za pomoc při řešení diplomové práce. Dále velké poděkování patří mé rodině, spolužákům a kamarádům za podporu a povzbuzování po celou dobu mého studia.

# OBSAH

<b>1</b>	<b>Seznam použitých zkratek a veličin .....</b>	<b>7</b>
1.1	Zkratky.....	7
1.2	Veličiny .....	7
<b>2</b>	<b>Úvod .....</b>	<b>15</b>
<b>3</b>	<b>Legislativa.....</b>	<b>16</b>
<b>4</b>	<b>Řešení pojezdů a pohonů u nízkopodlažních tramvají.....</b>	<b>17</b>
4.1	Pohony s příčnou osou trakčního motoru.....	18
4.1.1	Pohony s převodovkou .....	18
4.1.2	Pohony bez převodovky .....	19
4.2	Pohony s podélnou osou trakčního motoru.....	20
4.2.1	Pohony s dvoustupňovou převodovkou.....	21
4.2.2	Pohony s jednostupňovou převodovkou.....	21
4.2.2.1	Pohon podvozku Ixége .....	21
4.2.2.2	Podvozek Ipomos .....	22
4.2.2.3	Tramvaj Combino .....	24
<b>5</b>	<b>Vozidlo FC33.....</b>	<b>27</b>
5.1	Hmotnostní bilance .....	28
5.2	Trakční motor .....	37
5.3	Trakční charakteristiky vozu .....	42
5.3.1	Návrh převodového poměru .....	40
5.3.2	Rychlostní charakteristika .....	42
5.4	Brzdová charakteristika .....	47
5.5	Tachogram vozu .....	50
5.5.1	Tachogramy pro jízdu po rovině.....	50
5.5.1	Tachogramy pro jízdu do stoupání 40%.....	52
5.5.2	Tachogram pro jízdu do stoupání 80%.....	53
5.6	Ekvivalentní síla .....	54
<b>6</b>	<b>Návrh ozubení.....</b>	<b>57</b>
6.1	Geometrie soukolí.....	57
6.2	Kontrola soukolí .....	61
6.2.1	Bezpečnost v dotyku .....	64
6.2.2	Trvalá deformace povrchu .....	65

6.2.3	Únava v ohybu .....	67
6.2.4	Vznik trhlin v oblasti paty zubu .....	68
<b>7</b>	<b>Silové poměry v ozubení .....</b>	<b>70</b>
7.1	Silové poměry v ozubení pastorku .....	71
7.1.1	Pravý smysl otáčení .....	71
7.1.2	Levý smysl otáčení .....	73
<b>8</b>	<b>Návrh ložisek .....</b>	<b>75</b>
8.1	Uložení pastorku .....	75
8.1.1	Dvě kuželíková ložiska .....	75
8.1.1.1	Pravý smysl otáčení .....	76
8.1.2	Dvě kuželíková ložiska s válečkovým radiálním ložiskem .....	79
8.1.2.1	Pravý smysl otáčení .....	80
8.1.3	Radiálně volné kuželíkové ložisko .....	86
8.1.3.1	Pravý smysl otáčení .....	87
8.1.3.2	Levý smysl otáčení .....	93
8.2	Uložení talířového kola .....	97
8.2.1	Pravý smysl otáčení .....	97
8.2.2	Levý smysl otáčení .....	101
<b>9</b>	<b>Spojení talířového kola s výstupní spojkou .....</b>	<b>111</b>
<b>10</b>	<b>Spojky .....</b>	<b>105</b>
10.1	Vstupní spojka .....	105
10.2	Výstupní spojka .....	105
<b>11</b>	<b>Torzní soustava .....</b>	<b>107</b>
11.1	Frekvence 0 Hz .....	109
11.2	Frekvence 0,95 Hz .....	110
11.3	Frekvence 2,4 Hz .....	110
11.4	Frekvence 161,8 Hz .....	111
<b>12</b>	<b>Konstrukční řešení převodovky .....</b>	<b>111</b>
<b>13</b>	<b>Sestavný výkres .....</b>	<b>124</b>
<b>14</b>	<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>119</b>
<b>15</b>	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>119</b>
<b>16</b>	<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>120</b>
<b>17</b>	<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>122</b>



# 1 Seznam použitých zkratk a veličin

## 1.1 Zkratky

Zkratka	Význam
TM	Trakční motor
ŠT	Škoda Transportation a.s.
TK	Temeno koleje

## 1.2 Veličiny

Pro přehlednost jsou použité veličiny rozděleny dle kapitol.

### 1.2.1 Veličiny z kapitoly 5.1

Značka	Veličina	Rozměr
$\Delta_1$	Minimální výška vozidla od TK	[mm]
$\rho_n$	Provozní obsazenost (normální)	[os/m <sup>2</sup> ]
$\rho$	Obsaditelnost (maximální, maximální konstrukční)	[os/m <sup>2</sup> ]
P	Tíha pantograf	[N]
TM	Tíha trakčního měniče	[N]
KR	Tíha klimatizace kabiny řidiče	[N]
K	Tíha klimatizace prostoru cestujících	[N]
B	Tíha kontejneru napájení/nabíjení	[N]
TP	Tíha trakčního podvozku	[N]
BP	Tíha běžného podvozku	[N]
ZP	Tíha zadního představku	[N]
PP	Tíha předního představku	[N]
$\dot{m}_{NPČ}$	Měrná hmotnost nadpodvozkové části prázdného vozu	[kg/mm]
Sk	Plocha k-tého sektoru podlahy	[-]



Lk	Délka k-tého sektoru podlahy	[mm]
Ck	Poloha k-tých sedadel	[mm]
X1=	Poloha klimatizace salónu	[mm]
X2=	Poloha pantografu	[mm]
X3=	Poloha klimatizace salónu	[mm]
X4=	Poloha klimatizace prostoru řidiče	[mm]
XB=	Poloha baterie	[mm]
XR1=	Poloha otočného čepu	[mm]
XP=	Poloha těžiště představku	[mm]
XF1=	Poloha dělící roviny	[mm]
XF2=	Poloha dělící roviny	[mm]
RP=	Vzdálenost otočných čepů podvozků	[mm]
F1 <sub>j</sub>	Dělící síla při obsazenosti j	[N]
C	Cestující	[-]
R <sub>ij</sub>	Síla působící na i-tý podvozek při obsazenosti j	[N]
m <sub>ij</sub>	Hmotnost osoby	[kg]
Z <sub>kj</sub>	Zatěžující síla k-tého sektoru při obsazenosti j	[N]
A <sub>lj</sub>	Nápravové zatížení	[kN]

i – osoby (os), pantografu (p), trakčního měniče (tm), klimatizace kabiny řidiče (kr), klimatizace prostoru cestujících (k), Kontejneru napájení (kn), trakčního podvozku (tp), běžného podvozku (bp), zadního představku (zp), předního představku (pp), celková střešní výbavy (SV), užitečná (už), vozidla (v)

j – obsazenost

l – maximální (max), přední podvozek (p), prostřední podvozek (s), zadní podvozek (z)

### 1.2.2 Veličiny z kapitoly 5.2 až 5.6

$\mu_{DV}$	Součinitel adheze	[-]
$a_{Bmax}$	Zrychlení/zpomalení	[m/s <sup>2</sup> ]





$a_i$	Zrychlení při jízdě do redukovaného stoupání	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{max}$	Maximální dovolené zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$\cos\varphi_N$	Účíník	[-]
$C_x$	Aerodynamický součinitel tvaru čela vozu	[-]
$D_{KN}$	Průměr nového kola	[mm]
$D_{KO}$	Průměr ojetého kola	[mm]
$f$	Frekvence	[Hz]
$F_{li}$	Brzdná síla při jízdě do redukovaného stoupání $i$	[kN]
$g$	Gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$G_{ADj}$	Adhezní tíha vozidla při obsazenosti $j$	[kN]
$I_{1N}$	Jmenovitý proud	[A]
$I_{1NC}$	Celkový jmenovitý proud	[A]
$l_j$	Převodový poměr	[-]
$i_M$	Počet trakčních motorů	[-]
$M_k$	Moment	[Nm]
$M_{Mmax}$	Maximálního momentu motoru	[Nm]
$m_{ne}$	Vnější normálový modul	[mm]
$m_{nm}$	Střední normálový modul	[mm]
$n_k$	Otáčky	[ot/min]
$O_f$	Odpor valení	[N]
$O_{si}$	Odpor z redukovaného stoupání o hodnotě $i$	[N]
$P_m$	Výkon/příkon	[kW]
$p_{si}$	Procentuální hodnota dráhy	[%]
$r_{2max}$	Maximální poloměr talířového kola	[mm]
$r_{kstř}$	Střední poloměr kola	[m]
$s$	Dráha	[m]



SB	Brzdná dráha	[m]
ST	Rozjezdová dráha	[m]
$S_{vmax}$	Dráha s maximální rychlostí	[m]
$S_x$	Plocha čela vozu	[m <sup>2</sup> ]
$U_{1N}$	Sdružené napětí	[V]
v	Rychlost vozidla	[m/s]
$v_{ekv}$	Ekvivalentní rychlost vozu	[km/h]
$v_{vmax}$	Maximální rychlost vozidla	[km/h]
$Z_1$	Počet zubů pastorku	[-]
$Z_2$	Počet zubů talířového kola	[-]
$\Delta_2$	Vůle převodovky	[mm]
$\Delta_3$	Dynamická vůle	[mm]
$\Delta_s$	Přírůstek dráhy v rychlostním intervalu	[m]
$\eta_N$	Účinnost	[%]
$\eta_{př}$	Účinnost převodovky	[-]
$\rho_{vz}$	Hustota vzduchu	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\omega_{kola}$	Úhlová rychlost kola	[rad/s]
$\omega_{rotoru}$	Úhlová rychlost rotoru	[rad/s]

i – stoupání (80‰, 40‰, 0‰)

j – adhezní (Ad), kinematický (k), převodovky (p)

k – ekvivalentní (ekv), zvratu (zv), jmenovitý/é (N), ekvivalentní motoru (Mekv), maximální motoru (Mmax), motoru (M)

l – brzdná (B), ekvivalentní (ekv), trakční (TR)

m – vozidla (v), trakčního motoru (TM), jmenovitý příkon (1N), jmenovitý výkon (2N)

### 1.2.3 Veličiny z kapitoly 6

$\alpha_{nm}$	Normálový úhel profilu	[°]
---------------	------------------------	-----



$\Sigma$	Úhel os	[°]
$a_{hypmax}$	Přesazení os dvojkolí (hypoidnost)	[mm]
$c^*$	Koeficient hlavové vůle	[-]
$d_{ae1}$	Průměr vnější roztečné kružnice pastorku	[mm]
$d_{ae2}$	Průměr vnější roztečné kružnice talířového kola	[mm]
$F_{opmax}$	Obvodová síla na střední roztečné kružnici	[N]
$h_1$	Výška hlavy zubu pastorku	[mm]
$h_2$	Výška hlavy zubu talířového kola	[mm]
$h_a^*$	Součinitel výšky hlavy zubu	[-]
$i_v$	Virtuální převodový poměr	[-]
$K_i$	Součinitel / koeficient	[-]
$L_e$	Kuželová vzdálenost vnější	[mm]
$M_j$	Moment	[Nm]
$m_{te}$	Tečný střední modul	[mm]
$n_{Mekv}$	Průměrné ekvivalentní otáčky	[ot/min]
$P_{ekv}$	Průměrný ekvivalentní výkon	[kW]
$r_1$	Poloměr střední roztečné kružnice pastorku	[mm]
$r_2$	Poloměr střední roztečné kružnice talířového kola	[mm]
$S_i$	Bezpečnost	[-]
VHV	Tvrdomost na boku zubu	[MPa]
$x$	Výškové posunutí	[mm]
$Y_{FS}$	Součinitel tvaru a koncentrace	[-]
$Z$	Součinitel vlivu záběru	[-]
$Z_E$	Součinitel pružnosti	[-]
$Z_H$	Součinitel tvaru	[-]
$Z_{v1}$	Virtuální počet zubů pastorku	[-]



$z_v2$	Virtuální počet zubů talířového kola	[-]
$\beta_{m1}$	Úhel profilu pastorku střední	[°]
$\beta_{m2}$	Úhel profilu tal. kola střední	[°]
$\delta_1$	Roztečný úhel pastorku	[°]
$\delta_2$	Roztečný úhel talířového kola	[°]
$\sigma_k$	Napětí	[MPa]
$\Psi_L$	Součinitel šířky ozubení	[-]

i – vnějších dynamických sil (A), zátěže (F), zátěže v ohybu (FV), vnitřních dynamických sil (H), ohybového napětí (O)

j – ekvivalentní (ekv), maximální pastorku ( $p_{max}$ ), maximální talířového kola ( $tk_{max}$ )

k – v ohybu (F), maximální v patě zubu ( $F_{max}$ ), maximální dovolené v patě zubu ( $FP_{max}$ ), mez únavy v ohybu ( $F_{limb}$ ), mez únavy v dotyku ( $H_{limb}$ ), maximální v dotyku na střední roztečné kružnici ( $H_{max}$ ), v dotyku na střední roztečné kružnici (HO), dovolené v dotyku na střední roztečné kružnici (HP), maximální dovolené rázové ( $HP_{max}$ ), způsobené rázovým skluzovým momentem ( $HR_{max}$ )

l – v ohybu ( $F_{min}$ ), dotyku ( $H_{min}$ ), proti vzniku trvalé deformace povrchu (P), proti vzniku trhlin v patě zubu (T)

### 1.2.4 Veličiny z kapitoly 8

a	Rozměr uložení ložisek	[mm]
$a_{ki}$	Poloha výpočtového bodu	[mm]
b	Rozměr uložení ložisek	[mm]
$B_{ki}$	Šířka	[mm]
c	Rozměr uložení ložisek	[mm]
$C_{ki}$	Základní dynamická únosnost	[kN]
d	Rozměr uložení ložisek	[mm]
$d_{ai}$	Vnější průměr vnitřního pouzdra	[mm]
$D_{ai}$	Vnitřní průměr předního pouzdra	[mm]
$d_{bi}$	Vnější průměr hřídele	[mm]



$D_{bi}$	Vnitřní průměr zadního pouzdra	[mm]
$d_{ki}$	Vnitřní průměr	[mm]
$D_{ki}$	Vnější průměr	[mm]
$e_{ki}$	Výpočtový součinitel	[-]
$F_{aj}$	Axiální síla v ozubení	[N]
$F_{Ai}$	Axiální reakce v podpoře i	[N]
$F_{AiC}$	Celková axiální reakce v ložisku i	[N]
$F_{MA}$	Axiální síla od motoru	[N]
$F_{MR}$	Radiální síla od motoru	[N]
$F_{rj}$	Radiální síla v ozubení	[N]
$F_{Ri}$	Radiální reakce v podpoře i	[N]
$F_{tj}$	Tečná síla v ozubení	[N]
$L_i$	Otáčková životnost ložiska i	[ot]
$L_{ikm}$	Kilometrová životnost ložiska i	[km]
$M_{ix}$	Podporový moment v podpoře i v rovině X-Z	[Nm]
$M_{iy}$	Podporový moment v podpoře i v rovině Y-Z	[Nm]
$P_i$	Dynamická síla v ložisku i	[N]
$S_0$	Plocha obrazce v poli 0	[m <sup>2</sup> ]
$S_2$	Plocha obrazce v poli 2	[m <sup>2</sup> ]
$X_i$	Reakce v ložisku i ve směru osy X	[N]
$Y_i$	Reakce v ložisku i ve směru osy Y	[N]
$Y_k$	Výpočtový součinitel	[-]
$Z_i$	Reakce v ložisku i ve směru osy Z	[N]

i – ložisko (0,1,2,3,4)

j – na pastorku (21), na talířovém kole (12)

k – kuželíkové (kuž), toroidní (tor), válečkové (vál)



### 1.2.5 Veličiny z kapitoly 10

G	Modul pružnosti ve smyku	[N/m <sup>2</sup> ]
J <sub>i</sub>	Moment setrvačnosti	[kg.m <sup>2</sup> ]
K <sub>j</sub>	Torzní tuhost	[kNm/rad]
φ <sub>i</sub>	Úhel zkroucení	[rad]

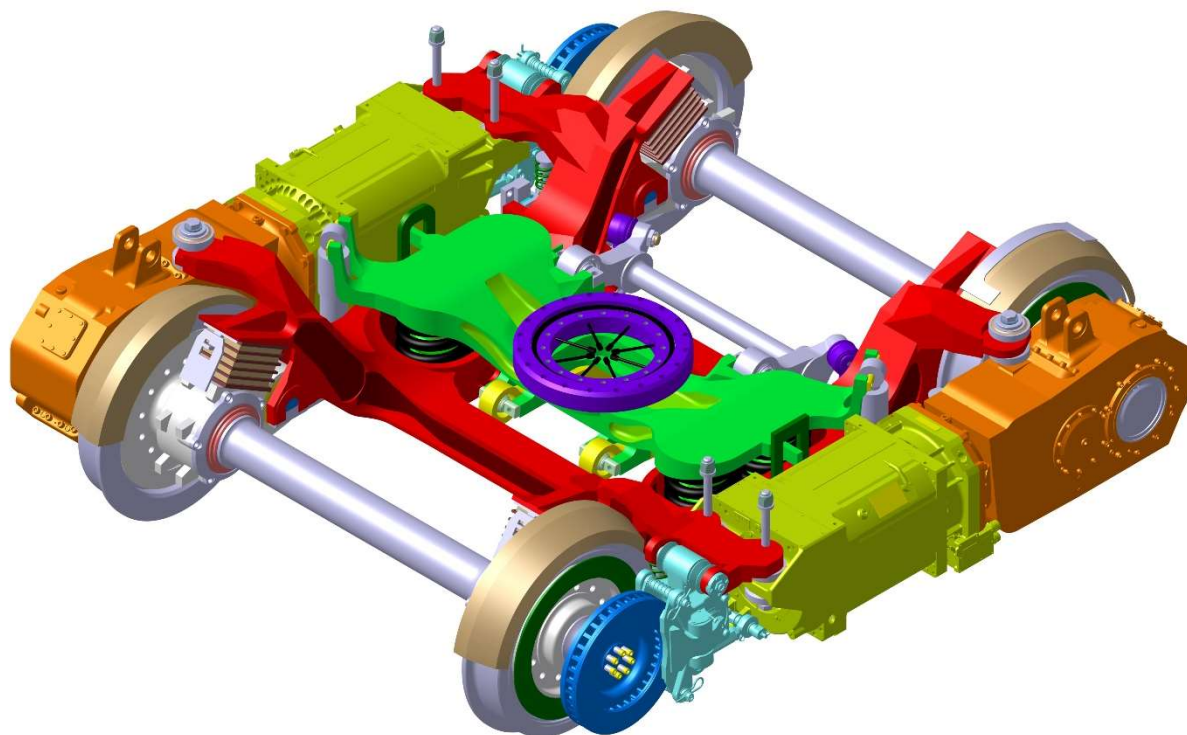
i = pastorek (p), motor (m), talířové kolo (tk), kolo (k), brzdový kotouč (bk)

j = vstupní spojka (s1), výstupní spojka (s2), náprava (n)

## 2 Úvod

Pohony nízkopodlažních tramvají se řeší pomocí jednostupňových nebo dvoustupňových převodovek. Tato diplomová práce vznikla ve spolupráci se společností Škoda Transportation a.s., která pro své tramvaje, pokud vyžadují pro svůj pohon převodovku, používá dvoustupňové kuželočelní převodovky.

Diplomová práce se zabývá návrhem alternativy pohonu dvoustupňové kuželočelní nápravové převodovky v podobě jednostupňové hypoidní převodovky. Při této variaci bylo požadavkem zachovat co možná nejvíce původních součástí z pohonu (trakční motor, spojky na vstupu a výstupu převodovky a podvozek), viz obr. 1. Dalším vstupním požadavkem bylo, aby vozidlo dosahovalo rychlosti 70 km/h. Pohon má být navržen, jako plně odpružený.



Obrázek 1 - Pohon kuželočelní převodovkou



### 3 Rešerše - Legislativní požadavky

Pro mou diplomovou práci jsem uvažoval s provozem vozidla v České republice. K tomu mi stačily hodnoty ze zákona o provozu na pozemních komunikacích a z normy ČSN 28 1300:1998 Tramvajová vozidla - Technické požadavky a zkoušky. V následující tabulce je uveden pouze výčet hodnot potřebných k této diplomové práci. K hodnotám obsaditelnosti vozidla jsem v práci použil mimo normou stanovených hodnot také hodnotu 2,3 os/m<sup>2</sup>, která odpovídá běžné obsazenosti pražské tramvajové dopravy. Vozidlo je navrženo pro klasický rozchod 1 435 mm. Minimální výška vozidla od TK platí i při stavu, kdy jsou kola ojeta na minimální dovolený průměr.

Tabulka 1 - Výtah ze zákona o provozu na pozemních komunikacích

Největší šířka vozidla		2,65	[m]
Celková délka kloubové tramvaje		40	[m]

Tabulka 2 - Výtah z normy ČSN 28 1300

Minimální výška vozidla od TK	$\Delta_1 =$	60	[mm]
Provozní obsazenost (normální)	$\rho_n =$	4	[os/m <sup>2</sup> ]
Maximální obsaditelnost	$\rho_{max} =$	6	[os/m <sup>2</sup> ]
Maximální konstrukční obsaditelnost	$\rho_{kmax} =$	8	[os/m <sup>2</sup> ]
Maximální nápravové zatížení	$A_{max} =$	110	[kN]
Výška podlahy od TK (v místě nástupu)		350(300)	[mm]
Normální rozchod kolejí		1 435	[mm]
Hmotnost osoby	$m_{os} =$	70	[kg]
Životnost vozidla z hlediska koroze a únavy mat.		30	[let]
Min. životnost pro díly opotřebovávané provozem		500 000	[km]
Střední hodnota provozního brzdění		1,2	[m/s <sup>2</sup> ]
Maximální hodnota provozního brzdění		1,8	[m/s <sup>2</sup> ]
Střední zrychlení vozidla ( $\leq 35$ km/h)		1,2	[m/s <sup>2</sup> ]
Maximální zrychlení vozidla ( $\leq 35$ km/h)		1,8	[m/s <sup>2</sup> ]
Jmenovité napájecí stejnosměrné napětí		600	[V]
Maximální napájecí stejnosměrné napětí		400	[V]
Minimální napájecí stejnosměrné napětí		720	[V]



## 4 Řešerše - řešení pojezdů a pohonů u nízkopodlažních tramvají

Řešení pojezdů a pohonů u nízkopodlažních tramvají se dá rozdělit do dvou kategorií, podle směru orientace osy rotoru trakčního motoru, na pohony s podélnou osou trakčního motoru a na pohony s příčnou osou trakčního motoru. U obou typů pohonů mohou být podvozky otočné a neotočné. Otočnost, resp. neotočnost podvozku můžeme hodnotit podle hodnoty maximálního dovoleného natočení podvozku vůči skříni vozu kolem svislé osy podvozku. Neotočné podvozky jsou většinou schopny natočení cca  $\pm 2,5^\circ$ , točné pak cca  $\pm 13^\circ$ .

Řešení pohonu ovlivňuje také interiér vozidla. U nízkopodlažních tramvají se požaduje, aby byla nástupní hrana vozu cca 330 mm nad rovinou temene koleje. Výška podlahy v místě nad podvozky se pak pohybuje do 500 mm nad temenem koleje. Tyto výškové přechody se řeší kombinacemi ramp s různými úhly sklonu. V místě nástupu je předepsán maximální úhel rampy  $4,5^\circ$ . Dále pohony v interiéru ovlivňují například rozmístění sedadel v nadpodvozkové části. Řešení rozmístění je pro každý pohon individuální. Většinou se řeší v kombinaci 1+1, případně 2+1, pouze výjimečně 2+2 u vozidel s šířkou skříňe větší, než 2 480 mm.



Obrázek 2 - Uspořádání sedadel 2+1 [12]



Obrázek 3 - Uspořádání sedadel 2+2 [12]

Pohony tramvají využívají k pohonu synchronních nebo asynchronních motorů. Asynchronní motory se vyznačují malým momentem a vysokými otáčkami. Aby bylo možné tyto motory použít, musí být pohon vybaven převodovkami s převodovým poměrem tzv. do pomala. Tím dojde ke snížení otáček a zvýšení kroutícího momentu. Aby docházelo k otáčkovému využití motoru, musel by být převodový poměr ve většině případů větší než 7 (záleží na maximálních otáčkách motoru). Řešení převodovky v jednostupňovém provedení je v s takto velkým převodovým poměrem u nízkopodlažních tramvají nereálné. Průměr velkého ozubeného kola, nebo talířového kola, by byl příliš veliký a spodní hrana převodovky by tak nesplňovala podmínky minimálního kinematicky vztažného obrysu, tj. hodnota (60 mm) mezery mezi spodní hranou převodovky a temenem koleje. Tato problematika bude popsána v kapitole

s návrhem převodového poměru. Synchronní motory využívají převodovek většinou pouze pro změnu orientace osy otáčení, pokud mají osu rotoru kolmou na osu dvojkolí, resp. samostatného kola. Kvůli své pomaloběžnosti a velkému krouticímu momentu nepotřebují nutně k provozu vozu reduktor.

## 4.1 Pohony s příčnou osou trakčního motoru

Tuto kapitolu můžeme dále rozdělit podle toho, zda pohony obsahují převodovku. Pohony se synchronními motory v tomto konceptu převodovky nepotřebují.

### 4.1.1 Pohony s převodovkou

U pohonů s příčně orientovanou osou rotoru trakčního asynchronního motoru není možno použít jednostupňové převodovky také z důvodu potřebné velikosti rozvoru náprav.

Jako příklad pohonu s příčnou osou trakčního motoru slouží tramvaj Urbos 3. Tento vůz byl zkoušen pouze jako prototypový vůz, ke komerční výrobě nedošlo z důvodu malého zájmu provozovatelů. Problém u tohoto konceptu nastává při řešení brzdných systémů. Kvůli krátkému rozvoru náprav lze umístit pouze krátkou kolejnicovou brzdu a je tak omezena maximální rychlost vozu na cca 60 km/h. Pohon zde tvoří pohonný blok složený ze dvou čelních dvoustupňových převodovek, trakčního motoru, kotoučové brzdy a klínové prstencové spojky. Kotoučová brzda je umístěna na výstupní hřídeli jedné převodovky. Výstupní hřídel je také součástí klínové prstencové spojky, která zajišťuje částečné odpružení pohonu. Celý pohonný blok je zachycen na rámu podvozku ve třech bodech pomocí silentbloků. Příčná orientace motoru a otočnost podvozku umožňuje použít TM o výkonu 60 kW.



Obrázek 4 - Pohonný blok vozu Urbos 3 [2]

Dalším příkladem tramvají s příčně řešeným pohonem je u nás vyráběná tramvaj EVO1 od společnosti Pragoimex. Zde je ovšem celý pohon umístěn uvnitř rámu podvozku ve tvaru písmene H. Takto uložený pohon je částečně odpružený. Odpružený je pouze motor pevně přichycený na primárně vypruženou část rámu. Motor je propojen s převodovkou pomocí dvojité sférické zubové spojky nalisované na

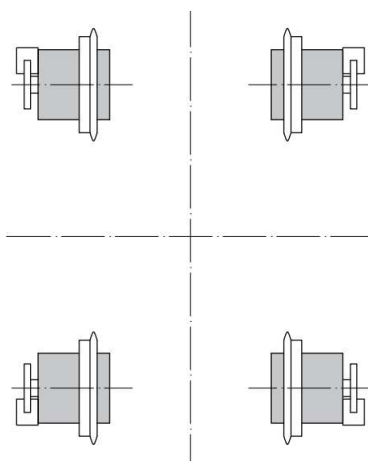
výstupní hřídel motoru a vstupní hřídel převodovky. Ta umožňuje spojení dvou hřídelů i s drobnou nesouosostí (radiální, axiální i úhlovou). Reakční sílu od motoru a dvojkolí pak zachycuje svislá závěska převodovky. U tramvaje EVO1 je kotoučová brzda umístěna na rotoru motoru. Nevýhodou takto provedené kotoučové brzdy je především v tom, že když dojde k poruše v místech mezi výstupem rotoru motoru a dvojkolím, není možné vůz touto brzdou zastavit.



Obrázek 5 - Podvozek tramvaje EVO1 [3]

#### 4.1.2 Pohony bez převodovky

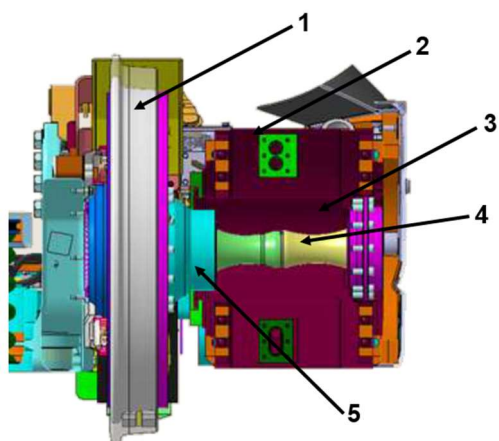
Pohony bez převodovky musí mít rotor motoru přímo spojený s tramvajovým kolem. Provádí se synchronními motory s permanentními magnety. Tento pohon lze vyřešit jako odpružený a neodpružený. Neodpruženou variantou je tzv. kolový motor. Zde je motor namontován přímo do kola, jako např. u tramvaje Variobahn. Druhou možností je provedení motoru v odpružené verzi s dutou kotvou, který je upevněn na rámu podvozku. Tento koncept využila Škoda Transportation na tramvajových vozech s označením 15T.



Obrázek 6 - Pohon tramvaje 15T

Pohon je zde proveden synchronními motory s permanentními magnety o výkonu 45 kW. Podvozek je bez klasických náprav a každé kolo je poháněné samostatně těmito

motory. Takto provedený pohon tramvaje umožňuje nejnižší výšku podlahy nad podvozky. U vozů 15T se výška podlahy v tomto místě pohybuje okolo 420 mm nad temenem koleje. Dutý rotor motoru je s kolem spojený pomocí homokinetického kloubu a krátkého kloubového hřídele umístěného právě v dutině rotoru viz obr. 7.

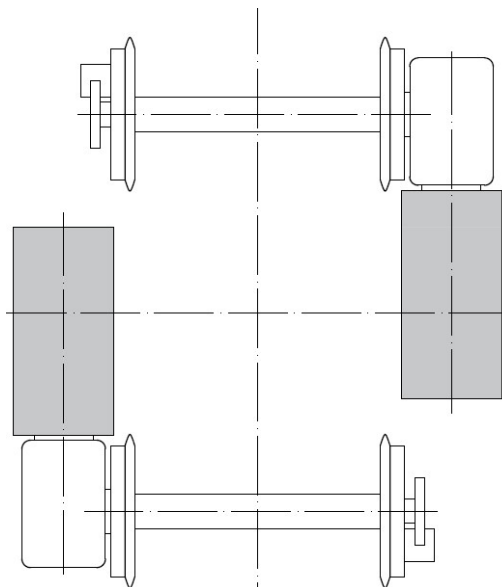


- 1- Kolo
- 2- Stator motoru
- 3- Dutý rotor motoru
- 4- Kloubový hřídel
- 5- Homokinetický kloub

Obrázek 7 - Pohon tramvaje 15T [2]

## 4.2 Pohony s podélnou osou trakčního motoru

Pohony s podélnou osou trakčního motoru musí obsahovat převodovku. Důvodem je zde vzájemná orientace osy nápravy, nebo samostatného kola, vůči ose rotoru motoru (viz obr. 8). Proto se u této koncepcce využívá jedno nebo dvoustupňového provedení převodu s jedním kuželovým soukolím. Tématem diplomové práce je jednostupňová kuželová převodovka, a proto bude tato koncepce popsána podrobněji, než koncepce pohonů s příčnou osou trakčního motoru.



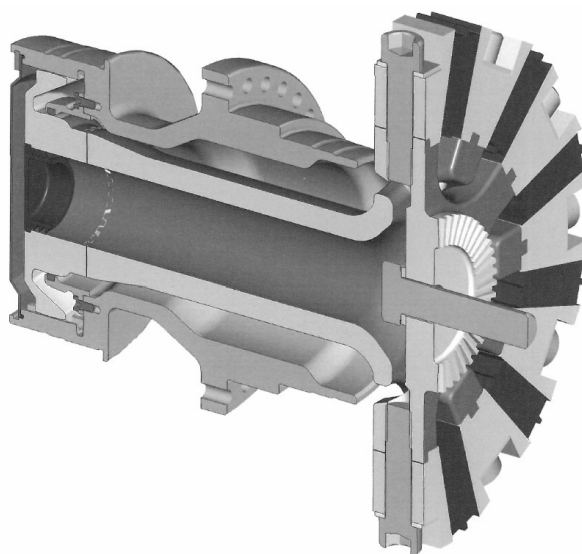
Obrázek 8 - Pohon s podélnou osou trakčního motoru



### 4.2.1 Pohony s dvoustupňovou převodovkou

U dvoustupňového provedení se používá kuželové soukolí v kombinaci s čelním ozubením, jako tzv. kuželočelní převod. Tento typ převodovek používají např. tramvaje Škoda 18T, vyvinuté pro turecké město Eskisehir. Výrobu samotné převodovky zajišťuje firma Wikov Hronov.

Pohon je zde umístěn vně rámu a je plně odpružený. Je zavěšený na primárně odpruženou část rámu ve třech bodech pomocí silentbloků. Tento pohon je typově stejný, jako je tomu na obrázku č. 1. Spojení výstupního hřídele převodovky a dvojkolí zajišťuje kloubový hřídel, tvořený na jedné straně sférickou zubovou spojkou a na druhé straně klínovou prstencovou. Spojení těchto dvou typů spojek vytváří kloubový hřídel a umožňuje tak vytvoření plně odpruženého pohonu. Vnější část sférické zubové spojky je zároveň výstupním hřídelem převodovky. Je na ni připojeno velké ozubené kolo čelního soukolí pomocí šroubů. Ke kolu je spojka připojena přes axiální ozubení na čele spojky a kola. Axiální posuv je zajištěn pomocí šroubu uvnitř spojky. Cílem této práce je nahrazení právě takovéto převodovky jednostupňovým provedením za použití stejného kloubového hřídele.



Obrázek 9 - Klínová prstencová spojka [1]

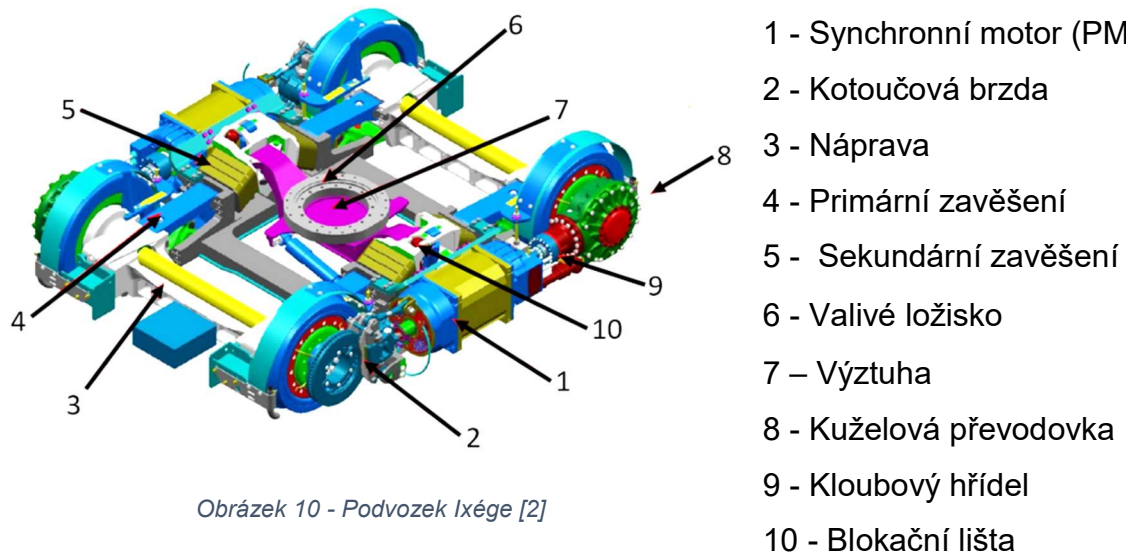
### 4.2.2 Pohony s jednostupňovou převodovkou

U této kapitoly se jednotlivé typy podvozků budou také hodnotit podle stupně odpružení pohonu, a to na částečně odpružený, nebo plně odpružený pohon.

#### 4.2.2.1 Pohon podvozku Ixége

Podvozky Ixége patří do první generace otočných trakčních podvozků nízkopodlažních vozů společnosti Alstom. Jsou schopny natočení až 13°. Používají se pro tramvaje ale také pro kombinované jednotky Tram-Train, jsou tedy navrhovány i do rychlosti až 100

km/h. Spojení podvozku se skříní vozu je provedeno kolébkou se čtyřbodovým ložiskem. Pohyby kolébky jsou tlumeny hydraulickými tlumiči. U otočných trakčních podvozků Ixége se u primárního vypružení používají pryžokovové prvky. V sekundárním vypružení se používají buď také pryžokovové prvky, nebo klasické ocelové pružiny.



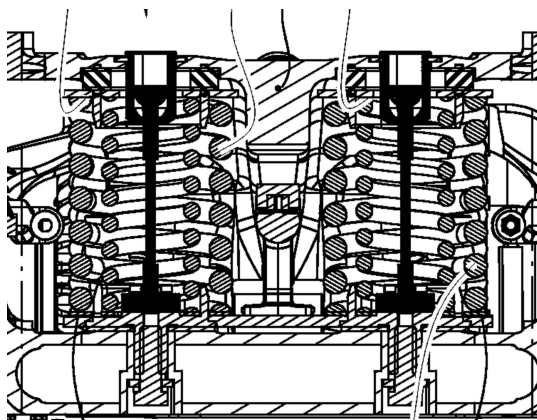
Obrázek 10 - Podvozek Ixége [2]

Pohon je u trakčního podvozku zajištěn dvěma synchronními motory s permanentními magnety uloženými vně rámu. Každý motor pohání vlastní dvojkolí s odpruženými koly o průměru 590 mm v neojetém stavu. Přenos hnacího momentu mezi převodovkou a motorem je zajištěn krátkým kloubovým hřídelem. Převodovka je uložena na dvojkolí z vnější strany tramvajového kola. Reakční moment je zachycován vodorovnou závěskou. Takto zapojená převodovka je neodpružená, odpružen je zde pouze trakční motor, který je upevněn na rám podvozku. Jedná se tedy o částečně odpružený pohon. Účinnost kuželové převodovky se běžně pohybuje okolo 95%. Brzdový systém trakčního podvozku zajišťují vedle elektrodynamické brzdy dvě klasické kolejnicové brzdy a dvě hydraulicky ovládané kotoučové brzdy. Brzdové kotouče jsou upevněny na dvojkolí a patří tak do neodpružených hmot vozu. Naopak čelisti brzdy jsou uloženy na odpružených hmotách. U takto navržené brzdy může dojít k jejímu poškození vlivem přenosu vibrací a rázů z neodpruženého kotouče do čelistí brzdy. Hmotnost trakčního podvozku uvádí společnost Alstom 4,2 t.

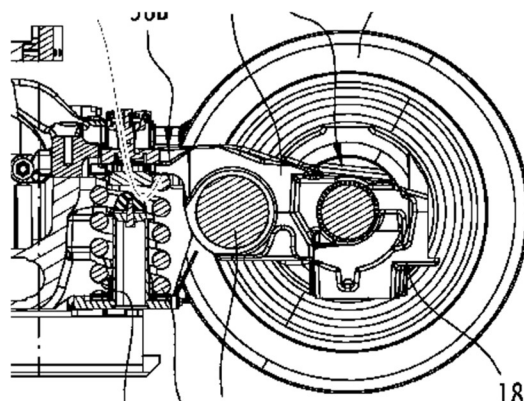
#### 4.2.2.2 Podvozek Ipomos

Modernizací podvozku Ixége vznikly podvozky Ipomos. Trakční podvozek je vyráběn pouze jako otočný. Je navržen do Moskvy, a je tedy s rozchodem 1520 mm. Vzhledem k místnímu podnebí je také navržen do nízkých teplot, až  $-40^{\circ}\text{C}$ . Maximální natočení podvozku je  $11^{\circ}$ . Jelikož Ipomos vznikl modernizací podvozku Ixége, jsou si velmi podobné. Spojení podvozku se skříní a pohon jsou principiálně stejné. Modernizací prošel především rám podvozku a vypružení. Rám je zde rozdělen na dva „půlrámy“,

kteřé jsou do sebe spojeny pomocí pryžkových prvků. Takovýto poddajný rám umožňuje lepší průjezd nerovnou tratí.

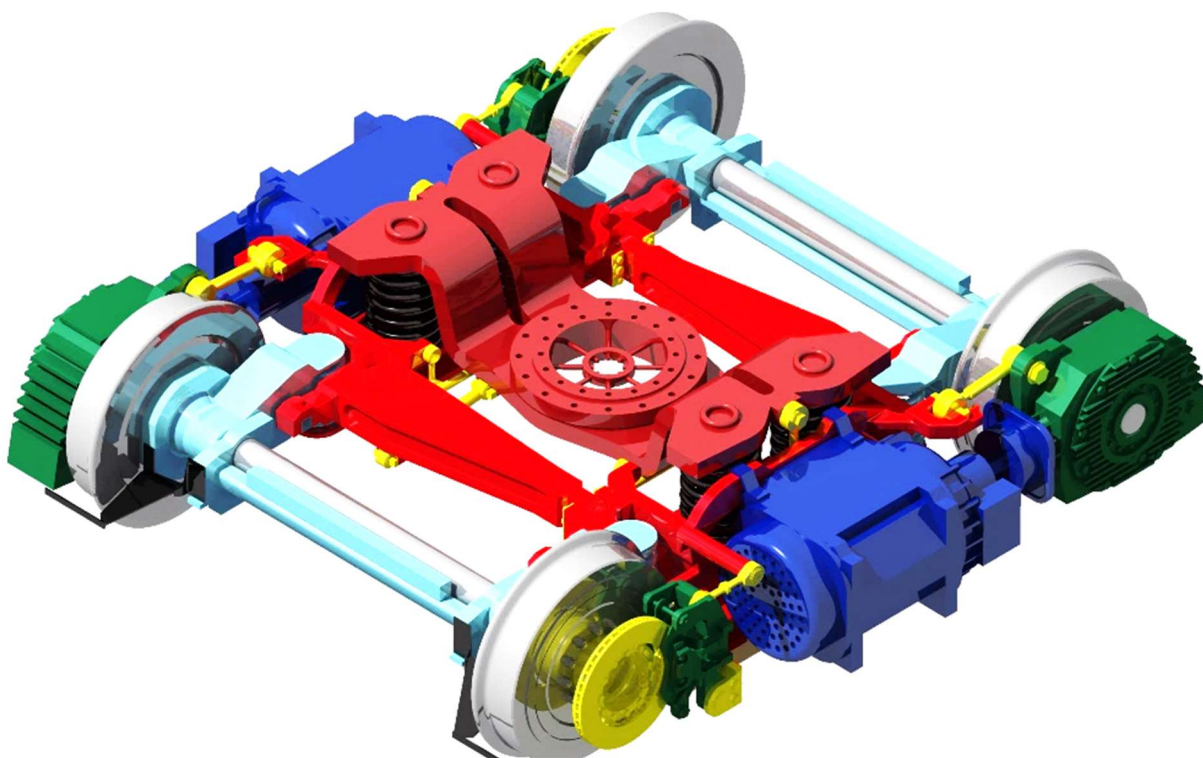


Obrázek 11 - Sekundární vypružení [5]



Obrázek 12 - Primární vypružení [5]

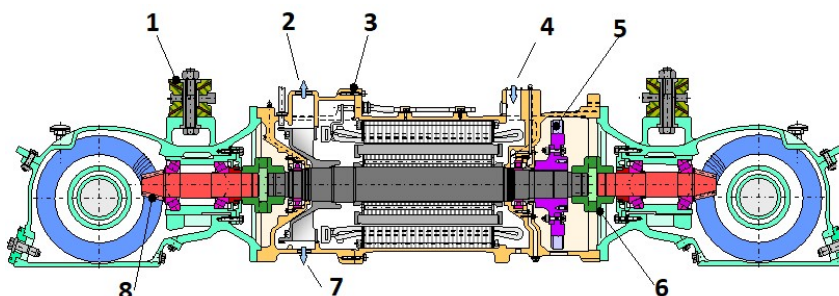
Primární vypružení funguje na principu dvouramenné páky. Jako střed otáčení slouží čep vycházející z rámu podvozku. Na jednom rameni je stlačována pružina, na druhem je uloženo dvojkolí viz obr.11. K vypružení se zde využívá ocelových pružin. Sekundární vypružení je provedeno pomocí duplexních ocelových pružin, viz obr. 12. Dosáhne se tak lomené lineární charakteristiky vypružení, a tím tedy různé tuhosti sekundárního vypružení při různé obsazenosti vozu. Hmotnost trakčního podvozku lpomos je 4,6 t.



Obrázek 13 - Podvozek lpomos

### 4.2.2.3 Tramvaj Combino

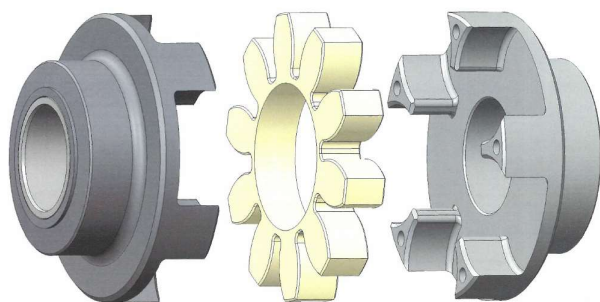
Podvozek tramvaje Combino, označovaný jako SF 30 TF, využívá plně odpruženého pohonu a je neotočný. Je vybaven dvěma pohonnými bloky. Každý blok pohání dvě volně otočná kola na jedné straně podvozku. Asynchronní motor s maximálními otáčkami  $3400 \text{ min}^{-1}$ , chlazený podtlakově vzduchem pomocí vlastního ventilátoru, má zde průběžný rotor. Ten je spojen s hypoidními převodovkami s převodovým poměrem 5,44 a tvoří spolu s motorem kompaktní pohon. Hypoidní soukolí znamená, že osa pastorku kuželového soukolí není v jedné ose s talířovým kolem. Tato hypoidnost je dobře viditelná na schematickém obrázku č.14.



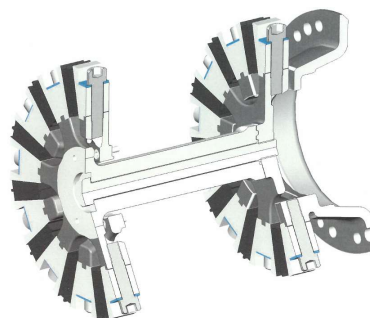
Obrázek 14 - Řez pohonem tramvaje Combino [2]

- |                         |                         |
|-------------------------|-------------------------|
| 1 - Pružný závěs motoru | 2 - Výstup vzduchu      |
| 3 - Svorková skříň      | 4 - Vstup vzduchu       |
| 5 - Brzdový kotouč      | 6 - Spojka „ROTEX“      |
| 7 - Výstup vzduchu      | 8 - Kuželová převodovka |

Takto provedené kuželové soukolí zajišťuje tišší chod převodovky. Na jedné straně je na rotoru, mezi motorem a převodovkou, připevněn brzdový kotouč, na druhé ventilátor pro chlazení motoru. Umístění brzdového kotouče na rotor motoru je výhodné. K brzdění není potřeba tak velká brzdná síla, jako u umístění za převodovku. Další výhodou je, že při brzdění nejsou přenášeny vibrace od kol.



Obrázek 15 - Torzní spojka [1]

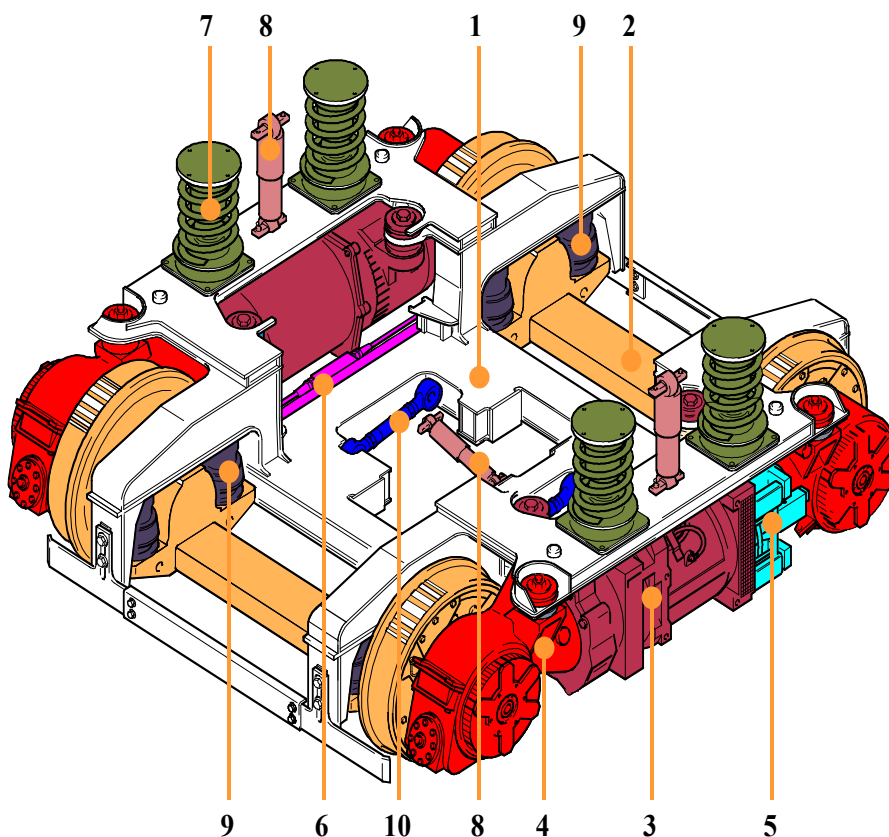


Obrázek 16 - Dvojitá klínová prstencová spojka [1]



Převodovky jsou s rotorem spojeny torzními spojkami „ROTEX“. Spojení pomocí těchto spojek umožňuje díky pružnému mezičlenu tlumení torzních vibrací a rázů způsobených nesouměrným působením hnacích momentů. Celý tento pohonný blok je uchycen k rámu ve čtyřech bodech silentbloky. Výstupní hřídel převodovky je zároveň součástí dvojité klínové prstencové spojky. Provedení této spojky je uvedeno na obrázku č. 14. Při spojení dvou klínových prstencových spojek dojde k vytvoření kloubového hřídele a pohon je díky tomu plně odpružený. Kroutící moment mezi kolem a převodovkou je přenášen pomocí čelního axiálního ozubení. Zajištění proti axiálnímu posuvu je provedeno šroubem.

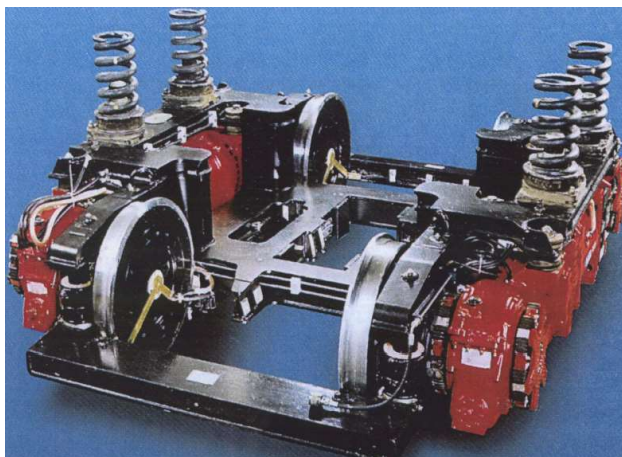
Obě spojky na obrázcích jsou pouze principiálně shodné s reálným řešením u tramvaje Combino.



Obrázek 17 - Podvozek tramvaje Combino pro rozchod 1435 mm [2]

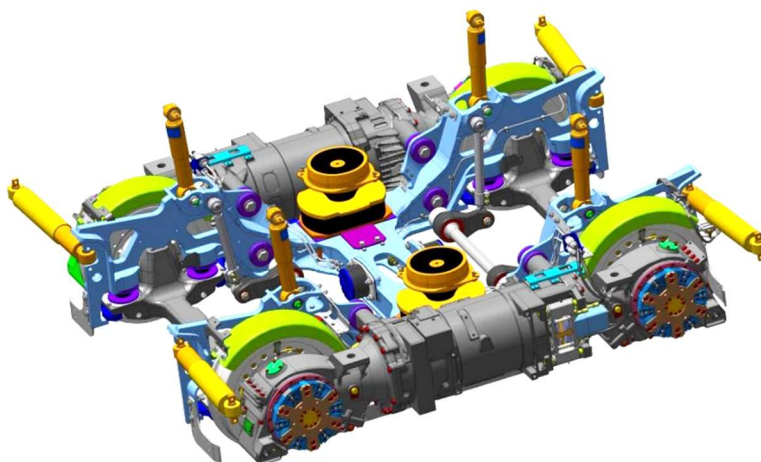
- |                          |                            |
|--------------------------|----------------------------|
| 1 - Vnitřní rám podvozku | 2 - Portálová náprava      |
| 3 - Motor pohonu         | 4 - Převodovka             |
| 5 - Pružinová brzda      | 6 - Kolejová brda          |
| 7 - Sekundární vypružení | 8 - Tlumič kmitů           |
| 9 - Primární vypružení   | 10 - Podélné vodící ojnice |

Podvozek pro rozchod 1000 mm je řešen změnou náprav. Kola jsou uložena uvnitř rámu a oproti klasickému rozchodu je odlišné provedení náprav. Zatím co u rozchodu 1435 mm jsou klasické portálové nápravy s nápravnicí v ose s koly, u rozchodu 1000 mm jsou kola uchycena na nápravnici provedené do tvaru „U“, viz obr. 18. Čep kola je protažen nábojem ložiskového domku a následně spojen s pohonným blokem přes spojkové provedení jako u normálního rozchodu.



Obrázek 18 - Podvozek tramvaje Combino pro rozchod 1000 mm [2]

Inovací těchto podvozků bylo řešení pro vůz Avenio. Hlavní rozdíl je v sekundárním vypružení. Místo klasických ocelových pružin jsou zde použity pryžokovové prvky. Kvůli nutnosti tlumení houpání a kývání byl podvozek doplněn také o dvojici hydraulických tlumičů. Takto provedené sekundární vypružení dovoluje větší natočení podvozku. Umístění sekundárního vypružení je také odlišné. U Combina je sekundární vypružení umístěno až nad motory. Zde je na střední části rámu mezi motory. Samotný rám prošel také několika inovacemi, ovšem principiálně je totožný.



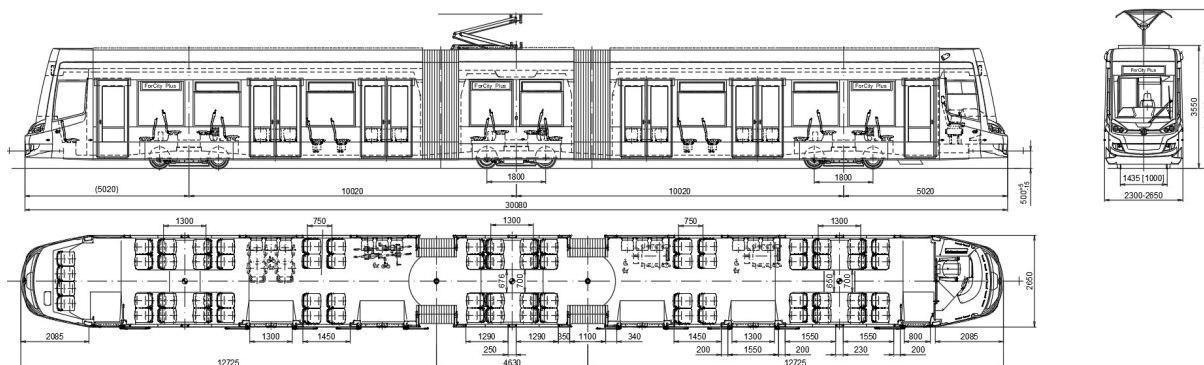
Obrázek 19 - Podvozek tramvaje Avenio [4]

## 5 Koncept vozidla FC33

V předchozích kapitolách diplomové práce jsem představil rešerši legislativních požadavků na tramvaje provozované v ČR a přehled zajímavých podvozků nízkopodlažních tramvají pro mou diplomovou práci.

V následujících kapitolách představuji vlastní návrh pohonu pro nízkopodlažní tramvaje FC 33.

Označení FC33 vzniklo v rámci plánované platformy společnosti Škoda Transportation a.s. (dále pouze ŠT). Vozidlo FC33 je tříčlánková tramvaj se třemi podvozky, dvěma trakčními a prostředním běžným. Každý trakční podvozek obsahuje dva trakční motory, každý pro jedno dvojkolí. Vozidlo je dlouhé 30 080 mm a váží v prázdném stavu 37 700 kg. Je navrženo na kolech o průměru 600 mm v neojetém stavu. Maximální ojetí je pak stanoveno na průměr 540 mm. Otočné čepy čelních podvozků jsou ve vzdálenosti 5 020 mm od čel vozu. Počet pevných sedadel je 68, které jsou doplněny ještě dvanácti sklápěcími sedadly. Celková kapacita je stanovena, podle vypočtené plochy pro stojící v následující kapitole 6.1 a počtu 4 os./m<sup>2</sup>, na 210 osob. Tramvaj má poměrně vysokou hodnotu „dveřnatosti“, tzn. vysoký poměr délky vozu ku celkové šířce všech dveří. Vůz je vybaven čtyřmi dveřmi šířky 1 300 mm a úzkými dveřmi na obou koncích vozu o šířce 800 mm. Dohromady je tedy dveřnatost 22,6%. To umožňuje poměrně rychlý nástup a výstup cestujících. U všech širších dveří je prostor pro kočárky s dětmi. U zadních větších dveří je pak také prostor pro kola, u předních pak prostor pro vozíčkáře. Na následujícím typovém výkrese, který je také v příloze č.1, je zobrazeno vozidlo šířky 2650 mm a to z důvodu získání větší plochy pro stojící cestující, a tím také vyšších hmotností a následně vyšší ekvivalentní síle pro návrh převodovky.



Obrázek 20 - Typový výkres vozidla FC33 [1]

Střešní výzbroj vozidla tvoří pantograf, klimatizace pro prostor cestujících a pro prostor kabiny řidiče, trakční měniče a kontejner napájení/nabíjení. Četnosti jednotlivých vybavení a jejich rozmístění lze vidět na obrázku č. 23, resp. 24. Rozmístění výzbroje jsem stanovil dle výsledných nápravových zatížení tak, abych nepřekročil normou stanovené maximální nápravové zatížení 110 kN na nápravu.



## 5.1 Hmotnostní bilance

Při výpočtu hmotnostní bilance jsem vycházel ze základních hodnot a informací, které mi byly poskytnuty od ŠT. Byly mi poskytnuty hmotnosti střešní výbavy vozidla, představek a podvozků. Hodnoty jsou uvedeny v tabulce č. 3.

Tabulka 3 – Zadané hmotnosti vozu

Pantograf	$m_p=$	155	[kg]
Trakční měnič	$m_{tm}=$	500	[kg]
Klimatizace kabiny řidiče	$m_{kr}=$	150	[kg]
Klimatizace prostoru cestujících	$m_k=$	350	[kg]
Kontejner napájení/nabíjení	$m_{kn}=$	320	[kg]
Trakční podvozek	$m_{tp}=$	4800	[kg]
Běžný podvozek	$m_{bp}=$	3400	[kg]
Hmotnost zadního představku	$m_{zp}=$	100	[kg]
Hmotnost předního představku	$m_{pp}=$	900	[kg]

Výpočet statických nápravových zatížení jsem provedl pro několik variant zatěžovacího stavu. Pro konstrukční výpočet je normou stanoveno zatížení prostoru pro stojící počtem 8 os./m<sup>2</sup>. Jako maximální přetížitelnost je stanoveno 6 os./m<sup>2</sup>. Normální obsaditelnost vozidla stojícími osobami je 4 os./m<sup>2</sup>. Běžná obsaditelnost Pražských tramvají se pohybuje okolo 2,3 os./m<sup>2</sup>. U všech zatížení, mimo prázdného vozu, se uvažuje také s plně obsazenými sedadly.

Velikost plochy pro stojící jsem stanovil z typového výkresu na 35,62 m<sup>2</sup>. Při sklopení dvanácti sklopných sedadel se prostor pro stojící cestující zmenší na 32,27 m<sup>2</sup>. V dalších výpočtech budu uvažovat pouze se stavem, kdy tyto sedadla nejsou využity.

Abych mohl sestavit rovnice rovnováhy, musel jsem si vypočítat hmotnost nadpodvozkové části bez výzbroje a cestujících vztaženou na milimetr délky vozu.

### Celková hmotnost střešní elektrické výbavy

$$m_{SV} = m_p + 2 \cdot m_{tm} + 2 \cdot m_k + m_{kr} + m_{kn} \quad (1)$$

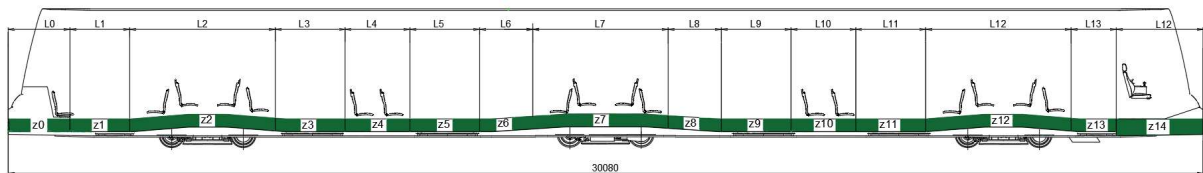
$$m_{SV} = 155 + 2 \cdot 500 + 2 \cdot 350 + 150 + 320 = 2\,325 \text{ [kg]}$$

### Měrná hmotnost nadpodvozkové části prázdného vozu

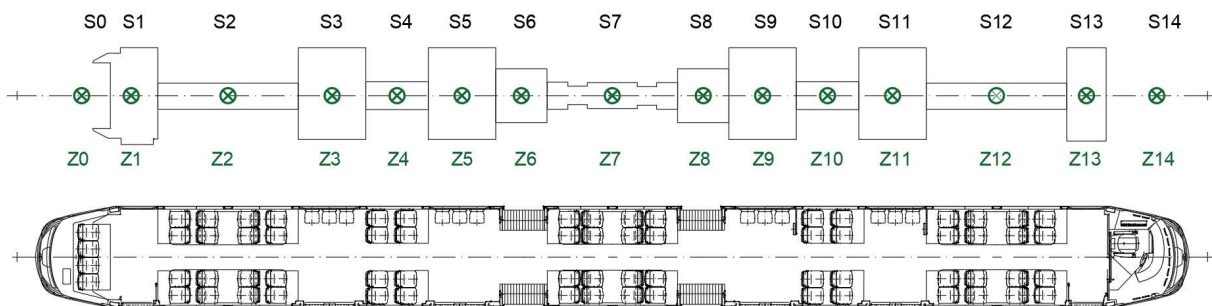
$$\dot{m}_{NPČ} = \frac{m_{v0} - m_{bp} - 2 \cdot m_{tp} - m_{SV} - m_{pp} - m_{zp}}{L} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{NP\check{C}} = \frac{37\,700 - 3\,400 - 2 \cdot 4\,800 - 2\,325 - 900 - 100}{30\,080} = 0,71 \text{ [kg/mm]}$$

Následně jsem délku vozidla rozdělil do 14 sektorů, viz obr. 21, resp. 22, kde jsou také zakreslená spojitá zatížení  $z_i$  vzniklá od hmotnosti nadpodvozkové části. Tato hmotnost je složena z hmotnosti od vlastního vozidla a případně od stojících cestujících. Na obrázku 22 je pak vidět, že jsem uvažoval působíště následně spočítaných osamělých sil ze spojitých zatížení v těžištích jednotlivých ploch.



Obrázek 21 - Spojitá zatížení od skříně



Obrázek 22 - Rozdělení podlahy do sektorů

Velikosti ploch a jejich délky, ve výpočtech a obrázcích označované jako  $L_i$ , jsou uvedeny v následující tabulce č. 4.

Tabulka 4 - Plocha pro stání

Sektor	S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
Plocha [m <sup>2</sup> ]	-	3,16	2,49	4,19	1,18	4,18	1,87	2,12
Délka sektoru [m]	1,425	1,504	3,665	1,758	1,629	1,758	1,337	3,405
Sektor	S8	S9	S10	S11	S12	S13	S14	Celkem
Plocha [m <sup>2</sup> ]	1,87	4,19	1,18	4,19	2,49	2,5	-	35,62
Délka sektoru [m]	1,337	1,758	1,629	1,758	3,665	1,137	2,315	30,08

Pro ukázkou je zde uveden výpočet osamělé síly Z2 při obsazenosti 2,3 os/m<sup>2</sup>.

**Z2 při obsazenosti 2,3 os./m<sup>2</sup> a plně obsazenými sedadly**

$$Z2_{2,3} = (\dot{m}_{NP\check{C}} \cdot L2 + \rho_{2,3} \cdot S2 \cdot m_c) \cdot g \quad (3)$$





$$Z_{2,3} = (0,71 \cdot 3\,665 + 2,3 \cdot 2,49 \cdot 70) \cdot 9,81 = 29\,475 \text{ [N]}$$

Hodnoty ostatních sil jsou uvedeny v příloze č. 2 - Hodnoty sil  $Z_i$  při různých stavech obsazenosti.

Statická nápravová zatížení jsem stanovil pomocí rovnic rovnováhy dle výpočtového modelu viz obr. 23, resp. 24. Vůz jsem si pro zjednodušení výpočtu rozdělil na dvě části (dva nosníky), přičemž považuji spojení mezi prvním a druhým článkem za dokonale tuhé, a tvoří tak jeden nosník. Ve druhém spojení článků pak počítám reakční sílu. Pro přesnější výpočet je zatížení cestujícími v sektoru, kde je vůz rozdělen, rozloženo do spojitěho zatížení. To je následně přepočítáno, dle určitých vzdáleností, příslušících jednotlivým nosníkům.

Do výpočtu statických nápravových sil potřebuji přepočítané hmotnosti výzbroje a dalších součástí, uvedených v tabulce č. 5, přepočítané na tíhové síly. Toho dosáhnou pomocí přenásobení dané hmotnosti gravitačním zrychlením. Hodnoty těchto sil jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 5 - Tíhové síly vybavení

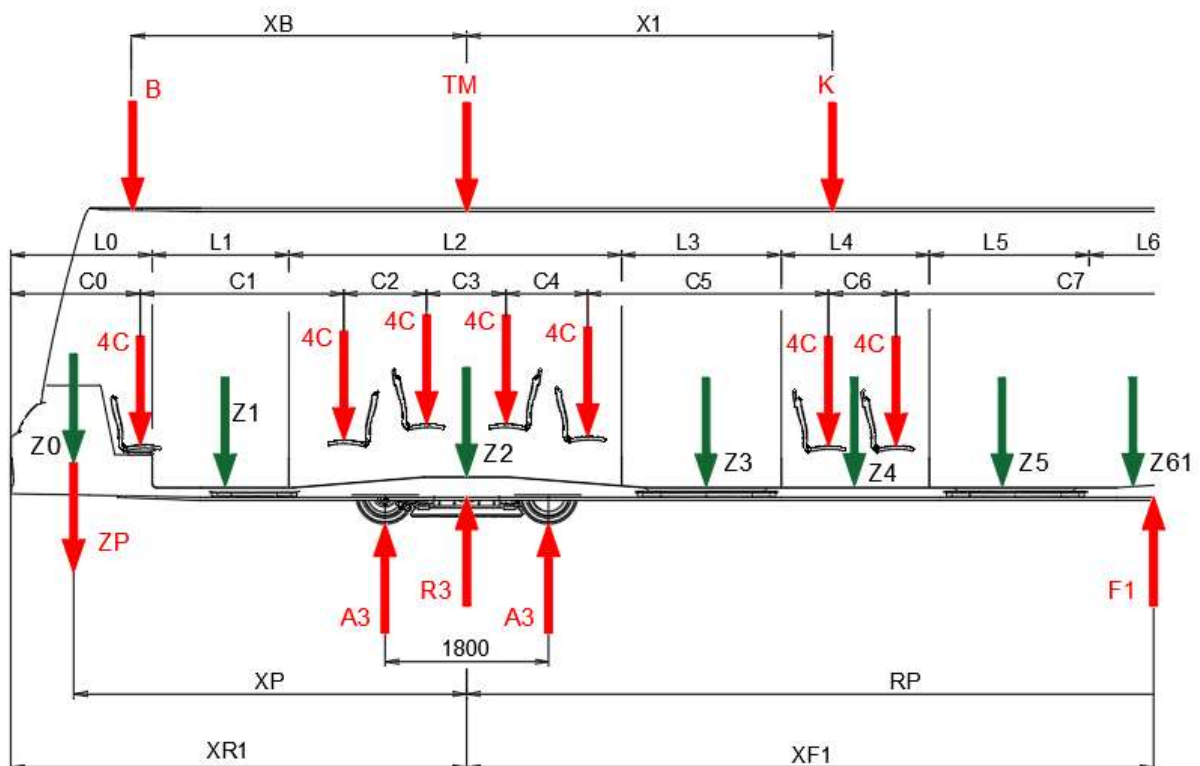
Pantograf	P=	1 521	[N]
Trakční měnič	TM=	4 905	[N]
Klimatizace kabiny řidiče	KR=	1 472	[N]
Klimatizace prostoru cestujících	K=	3 434	[N]
Kontejner napájení/nabíjení	B=	3 139,2	[N]
Trakční podvozek	TP=	47 088	[N]
Běžný podvozek	BP=	33 354	[N]
Zadní představěk	ZP=	981	[N]
Přední představěk	PP=	8 829	[N]

K vypočtení rovnic rovnováhy budu potřebovat také vzdálenosti příslušné zobrazeným silám. Hodnoty rozměrů jsou uvedeny v následující tabulce v milimetrech.

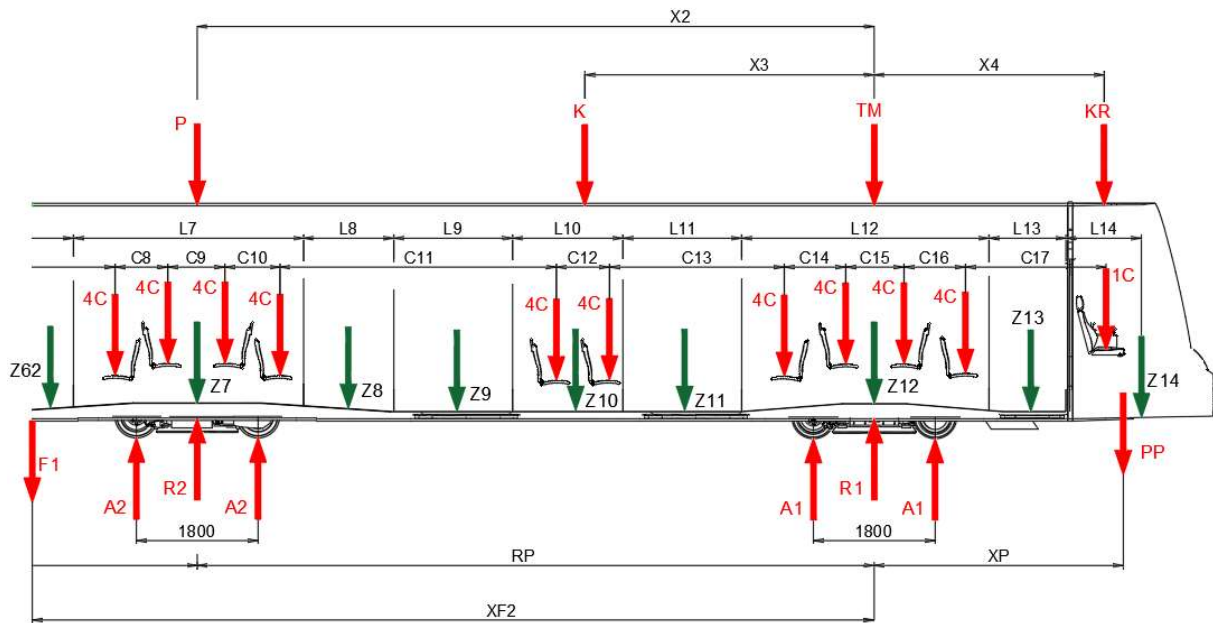
Tabulka 6 - Rozměry potřebné k určení nápravových zatížení

L0=	1 425	C0=	1 425	C15=	875
L1=	1 504	C1=	2 240	C16=	912
L2=	3 665	C2=	912	C17=	2 081
L3=	1 758	C3=	875	X1=	4 000

L4=	1 629	C4=	912	X2=	10 020
L5=	1 758	C5=	2 051	X3=	6 000
L6=	1 337	C6=	742	X4=	3 400
L7=	3 405	C7=	4 079	XB=	3 800
L8=	1 337	C8=	912	XR1=	5 020
L9=	1 758	C9=	875	XP=	4 300
L10=	1 629	C10=	912	XF1=	7 705
L11=	1 758	C11=	4 090	XF2=	12 335
L12=	3 665	C12=	785	RP=	10 020
L13=	1 137	C13=	2 587		
L14=	2 315	C14=	912		



Obrázek 23 - Výpočtový model nápravových zatížení – zadní část



Obrázek 24 - Výpočtový model nápravových zatížení – přední část

Síly označené 4C (resp. 1C) označují cestující na sedadlech v daných místech. Číslice před písmenem C označuje jejich počet v celé šířce vozu.

Pro ukázkou výpočtu statických nápravových sil uvedu výpočet pro obsazenost 2,3 os./m<sup>2</sup>.

### Rovnice silové rovnováhy v ose Z v levé části modelu

$$\sum F_{Lz}: \quad F_{1,2,3} + R_{3,2,3} - \sum Z_{i,2,3} - B - TM - K - 28C = 0 \quad (4)$$

### Momentová rovnováha k podvozku 3 z levé části modelu

$$\begin{aligned} \sum M_3: \quad & F_{1,2,3} \cdot XF1 - K \cdot X1 + B \cdot XB + (ZP + Z_{0,2,3}) \cdot XP \\ & + Z_{1,2,3} \frac{L1 + L2}{2} - Z_{3,2,3} \frac{L2 + L3}{2} - Z_{4,2,3} \left( L3 + \frac{L2 + L4}{2} \right) \\ & - Z_{5,2,3} \left( L3 + L4 + \frac{L2 + L5}{2} \right) - Z_{6,1,2,3} \left( XF1 - \frac{XF1 - 0,5 \cdot L2 - L3 - L4 - L5}{2} \right) \\ & - 4C \left( C1 + C2 + \frac{C3}{2} \right) + 4C \left( \frac{C3}{2} + C4 + C5 \right) + 4C \left( \frac{C3}{2} + C4 + C5 + C6 \right) = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Pro levou stranu výpočtového modelu mám nyní dvě rovnice o dvou neznámých. Z rovnice 5 jsem vyjádřil sílu F1 a tu následně dosadil do rovnice 7. Tím dostanu svislou sílu působící na otočové ložisko třetího podvozku.



**Vyjádření síly F1**

$$\begin{aligned} F_{1,2,3} = & \frac{1}{XF1} \left( K \cdot X1 - B \cdot XB - (ZP + Z_{0,2,3}) \cdot XP - Z_{1,2,3} \frac{L1 + L2}{2} \right. \\ & + Z_{3,2,3} \frac{L2 + L3}{2} + Z_{4,2,3} \left( L3 + \frac{L2 + L4}{2} \right) - Z_{5,2,3} \left( L3 + L4 + \frac{L2 + L5}{2} \right) \\ & \left. - Z_{6,1,2,3} \left( XF1 - \frac{XF1 - 0,5 \cdot L2 - L3 - L4 - L5}{2} \right) + 4C \left( C1 + C2 + \frac{C3}{2} \right) \right. \\ & \left. - 4C \left( \frac{C3}{2} + C4 + C5 \right) - 4C \left( \frac{C3}{2} + C4 + C5 + C6 \right) \right) \end{aligned} \quad (6)$$

**Vyjádření síly R3**

$$R_{3,2,3} = -F_{1,2,3} + \sum Z_{i,2,3} + B + TM + K + 28C = 0 \quad (7)$$

Totéž provedu i pro pravou stranu výpočtového modelu.

**Rovnice silové rovnováhy v ose Z v pravé části modelu**

$$\sum F_{Pz}: \quad R_{1,2,3} + R_{2,2,3} - F_{1,2,3} - \sum Z_{i,2,3} - P - K - TM - KR - PP - 41C = 0 \quad (8)$$

**Momentová rovnováha k podvozku 1 z pravé části modelu**

$$\begin{aligned} \sum M_1: \quad & F_{1,2,3} \cdot XF2 - R_{2,2,3} \cdot RP - PP \cdot XP - KR \cdot X4 + K \cdot X3 + P \cdot X2 \\ & + Z_{6,2,3} (XF2 - 0,5 \cdot (XF2 - RP - 0,5 \cdot L7)) + Z_{7,2,3} \cdot RP + Z8 \\ & \cdot \left( \frac{L12 + L8}{2} + \sum_{i=9}^{i=11} Li \right) + Z_{9,2,3} \cdot \left( \frac{L12 + L9}{2} + L11 + L10 \right) + Z_{10,2,3} \\ & \cdot \left( \frac{L12 + L10}{2} + L11 \right) + Z_{11,2,3} \cdot \left( \frac{L12 + L11}{2} \right) - Z_{13,2,3} \cdot \left( \frac{L12 + L13}{2} \right) - Z_{14,2,3} \\ & \cdot \left( \frac{L12 + L14}{2} + L13 \right) + 4C \left( \frac{C15}{2} + \sum_{i=8}^{i=14} Ci \right) + 4C \left( \frac{C15}{2} + \sum_{i=9}^{i=14} Ci \right) \\ & + 4C \left( \frac{C15}{2} + \sum_{i=10}^{i=14} Ci \right) + 4C \left( \frac{C15}{2} + \sum_{i=11}^{i=14} Ci \right) + 4C \left( \frac{C15}{2} + \sum_{i=12}^{i=14} Ci \right) \\ & + 4C \left( \frac{C15}{2} + C14 + C13 \right) - 1C \left( \frac{C15}{2} + C16 + C17 \right) = 0 \end{aligned} \quad (9)$$



Z momentové rovnováhy vyjádřím neznámou sílu na otočové ložisko druhého podvozku R2.

### Vyjádření síly R2

$$\begin{aligned}
 R_{2,3} = \frac{1}{RP} & \left( F_{1,2,3} \cdot XF2 - PP \cdot XP - KR \cdot X4 + K \cdot X3 + P \cdot X2 \right. \\
 & + Z_{6,2,3}(XF2 - 0,5 \cdot (XF2 - RP - 0,5 \cdot L7)) + Z_{7,2,3} \cdot RP + Z8 \\
 & \cdot \left( \frac{L12 + L8}{2} + \sum_{i=9}^{i=11} Li \right) + Z_{9,2,3} \cdot \left( \frac{L12 + L9}{2} + L11 + L10 \right) \\
 & + Z_{10,2,3} \cdot \left( \frac{L12 + L10}{2} + L11 \right) + Z_{11,2,3} \cdot \left( \frac{L12 + L11}{2} \right) - Z_{13,2,3} \cdot \left( \frac{L12 + L13}{2} \right) \\
 & - Z_{14,2,3} \cdot \left( \frac{L12 + L14}{2} + L13 \right) + 4C \left( \frac{C15}{2} + \sum_{i=8}^{i=14} Ci \right) + 4C \left( \frac{C15}{2} + \sum_{i=9}^{i=14} Ci \right) \\
 & + 4C \left( \frac{C15}{2} + \sum_{i=10}^{i=14} Ci \right) + 4C \left( \frac{C15}{2} + \sum_{i=11}^{i=14} Ci \right) + 4C \left( \frac{C15}{2} + \sum_{i=12}^{i=14} Ci \right) \\
 & \left. + 4C \left( \frac{C15}{2} + C14 + C13 \right) - 1C \left( \frac{C15}{2} + C16 + C17 \right) \right) \quad (10)
 \end{aligned}$$

Jako další si musím vyjádřit z rovnice 8 sílu R1 a dosadit již vypočtené a vyjádřené síly.

### Vyjádření síly R1

$$R_{1,2,3} = -R_{2,3} + F_{1,2,3} + \sum Z_{i,2,3} + P + K + TM + KR + PP + 41C = 0 \quad (11)$$

Ze sil R1, R2 a R3 jsem již schopen stanovit nápravová zatížení. K hodnotám těchto sil musím ještě připočíst tíhové síly jednotlivých podvozků. Jelikož je otočové ložisko uprostřed rozvoru náprav, jsou nápravová zatížení vždy poloviční příslušné síle R1, R2 nebo R3.

### Nápravové zatížení předního podvozku

$$A_{p2,3} = \frac{R_{1,2,3} + TP}{2} \quad (12)$$

### Nápravové zatížení středního podvozku

$$A_{s2,3} = \frac{R2_{2,3} + BP}{2} \quad (13)$$

### Nápravové zatížení zadního podvozku

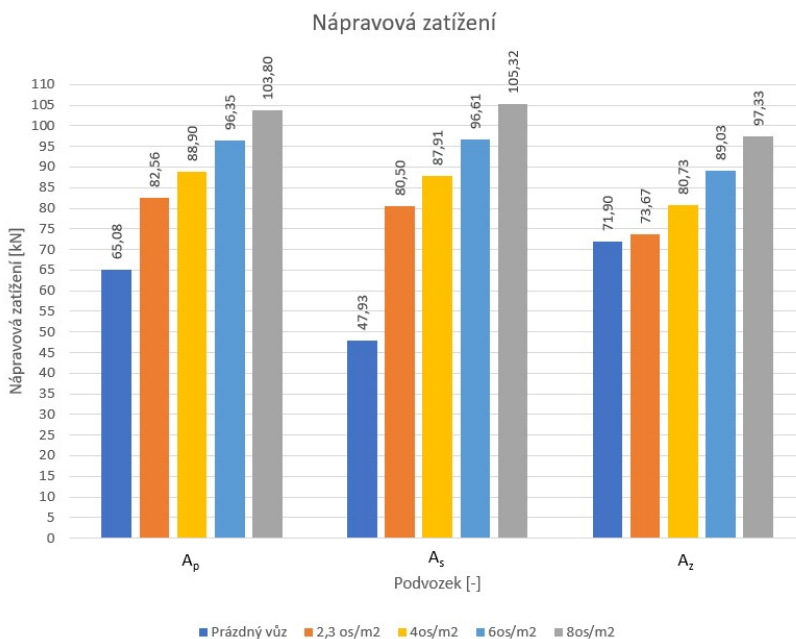
$$A_{z2,3} = \frac{R3_{2,3} + TP}{2} \quad (14)$$

Dosazení do jednotlivých rovnic, a vypočítání nápravových zatížení, by bylo zdlouhavé, a proto uvedu v následující tabulce pouze výsledné hodnoty jednotlivých nápravových zatížení. Celý výpočet jsem provedl pomocí programu Excel 2016 a výpis je přiložen k diplomové práci jako příloha číslo 3.

Tabulka 7 - Nápravová zatížení v jednotlivých stavech zatížení

Zátěžový stav	$A_p$ [kN]	$A_s$ [kN]	$A_z$ [kN]
Prázdný vůz	71,867	48,128	64,923
Sedící + 2,3 os/m <sup>2</sup>	73,552	80,468	82,721
Sedící + 4 os/m <sup>2</sup>	73,796	80,541	82,403
Sedící + 6 os/m <sup>2</sup>	89,154	96,649	96,189
Sedící + 8 os/m <sup>2</sup>	97,455	105,357	103,642

Pro lepší představivost jednotlivých nápravových zatížení a jejich změnu při zvýšení obsazenosti vozu zde ještě uvedu grafické znázornění. Na vodorovné ose jsou vyznačeny jednotlivé podvozky, přičemž číslo 1 označuje přední podvozek, 2 prostřední a 3 zadní. Na svislé pak velikosti nápravových sil.



Obrázek 25 - Nápravová zatížení



Vysoká rozdílnost nápravových zatížení středního podvozku, při zvyšování obsaditelnosti, je způsobena velkou plochou pro stojící cestující v prostřední části vozidla. Při obsazenosti 8 os./m<sup>2</sup> je u prostředního podvozku nejvyšší hodnota nápravového zatížení. To je způsobeno velkým prostorem pro stojící cestující. U vozidel složených podobným způsobem bývá i toto důvodem použití netrakčního podvozku v této části vozu. Při použití trakčních podvozků může dojít k překročení maximálního dovoleného nápravového zatížení. Správnost těchto výsledků jsem ověřil pomocí jednoduché kontroly, kterou jsem opět provedl pro obsazenost 2,3 os./m<sup>2</sup>.

### Užitečná hmotnost při obsazenosti 2,3 os./m<sup>2</sup> a plně obsazenými sedadly

$$m_{už2,3} = \rho_{2,3} \cdot S_{pc} \cdot m_c + n_s \cdot m_c + m_{\ddot{y}} = 2,3 \cdot 35,62 \cdot 70 + 68 \cdot 70 + 70$$

$$m_{už2,3} = 10\,565 \text{ [kg]} \quad (15)$$

### Hmotnost vozidla při obsazenosti 2,3 os./m<sup>2</sup> a plně obsazenými sedadly

$$m_{v2,3} = m_{v0} + m_{už2,3} = 37\,700 + 10\,565 = 48\,265 \text{ [kg]} \quad (16)$$

Obdobně byly určeny i ostatní hmotnosti vozidla pro další výpočty. Změna proběhla pouze v hustotě obsazenosti vozidla. Jednotlivé hmotnosti jsou zobrazeny v následující tabulce.

Tabulka 8 - Hmotnosti vozidla v jednotlivých stavech zatížení

Obsazenost 4 os./m <sup>2</sup>	m <sub>už4</sub> =	14 804	[kg]
Obsazenost 6 os./m <sup>2</sup>	m <sub>už6</sub> =	19 791	[kg]
Obsazenost 8 os./m <sup>2</sup>	m <sub>už8</sub> =	24 778	[kg]
Obsazenost 4 os./m <sup>2</sup>	m <sub>v4</sub> =	52 504	[kg]
Obsazenost 6 os./m <sup>2</sup>	m <sub>v6</sub> =	57 491	[kg]
Obsazenost 8 os./m <sup>2</sup>	m <sub>v8</sub> =	62 478	[kg]

### Kontrola výpočtu pro obsazenost 2,3 os./m<sup>2</sup>

$$m_{v2,3k} = 2 \cdot \frac{A_{p2,3} + A_{s2,3} + A_{z2,3}}{g} \rightarrow$$

$$48\,265 = 2 \cdot \frac{73796,28 + 80541,05 + 82402,48}{9,81} \rightarrow 48265 = 48265 \text{ [kg]} \quad (17)$$

Z předchozí rovnice vyplývá, že výpočet nápravových zatížení byl proveden správně. Obdobným způsobem lze zkontrolovat i ostatní stavy zatížení. Ze stanoveného nápravového zatížení lze sestavit adhezní omezení hnací síly vozidla a následně ji vyobrazit v trakční charakteristice vozu, viz kapitola 6.3.



## 5.2 Koncept pohonu

Jak bylo zmíněno v úvodní kapitole, cílem práce je navrhnout náhradu dvoustupňové kuželočelní převodovky jednostupňovou hypoidní. Požadavky od ŠT byly, aby vozidlo jezdilo rychlostí 70 km/h a aby byl použit daný podvozek (viz obr. 1), motor a spojky na vstupu a výstupu převodovky. Dalším požadavkem bylo, aby vozidlo jezdilo do velkých redukováných stoupání. Jako extrémní hodnotu jsem si zvolil 80%. Jako další kontrolovanou hodnotu redukováného stoupání jsem si zvolil 40 %.

### 5.2.1 Trakční motor

Motor pro pohon vozu byl základním prvkem zadání pro diplomovou práci. Na tento motor bude následně navržena jednostupňová kuželová převodovka. Typ a náležité informace k motoru mi poskytla ŠT. Jedná se o čtyř pólový třífázový uzavřený asynchronní motor s kotvou nakrátko. V tomto označení se vyrábí jako vodou chlazený, nebo vzduchem chlazený pomocí vlastního ventilátoru. Motor je jedno-ložiskový s výstupem na obou stranách. Jako druhá podpora rotoru slouží vstupní spojka převodovky, přes kterou na pastorek působí axiální a radiální síly. Hodnoty těchto sil jsou uvedeny v kapitole s návrhem uložení pastorku. Na jedné straně motoru je volný konec rotoru pro připojení spojky a následné propojení s dvojkolím pomocí převodovky, na druhé pro připojení ventilátoru. Stator motoru je vybaven patkami pro připojení k rámu podvozku k primárně odpruženým hmotám. Takto umístěný motor je plně odpružen. Motor má statorové vinutí zapojené do hvězdy (Y). Je využíván jak v jízdním režimu, tak v brzdovém. Pro režim jízdy je motor navržen na sdružené napětí 3x420 V, pro brzdový režim na 3x665 V. Dále je motor vybaven snímačem teploty umístěným ve vývrtu kostry, který zasahuje do stahovací desky paketu statoru do blízkosti statorového vinutí. Mezi další vybavení motoru patří také dva snímače otáček. TM je určen pro provoz v nadmořské výšce do 1400 m.n.m. o relativní vlhkosti s ročním průměrem do 80%. Hmotnost TM je cca 320 kg. Pro další výpočty bude také důležitá hodnota momentu setrvačnosti rotoru bez spojky  $J_r=0,349 \text{ kg.m}^2$ .

Tabulka 9 - Hodnoty motoru při zatěžovateli S1

Jmenovitý výkon	$P_{2N}^1=$	100	[kW]
Sdružené napětí	$U_{1N}=$	3x420	[V]
Frekvence	$f=$	75	[Hz]
Hodnoty pro teplotu motoru 150°C			
Jmenovité otáčky	$n_{\infty}=$	2219	[ot./min]
Účinnost	$\eta_N=$	91,95	[%]

<sup>1</sup> Označení spodními indexy: 1 - stator, 2 - rotor



Účinník	$\cos\varphi_N=$	0,818	[-]
Moment jmenovitý	$M_N=$	430,4	[Nm]
Moment zvratu	$M_{zv}=$	1599,7	[Nm]

Provoz tramvají bývá často omezen maximálním trolejemi přenositelným proudem. Hodnota takto přenositelného proudu se pohybuje ve většině případů v rozmezí 1000 až 2000 A. Pro představu, kolik si vezme pouze trakční vyzbroj vozidla FC33 jsem provedl následující výpočet.

### Jmenovitý příkon

$$\eta_N = \frac{P_{2N}}{P_{1N}} \rightarrow P_{1N} = \frac{P_{2N}}{\eta_N} = \frac{100}{0,9195} = 108,755 \text{ [kW]} \quad (18)$$

### Jmenovitý proud

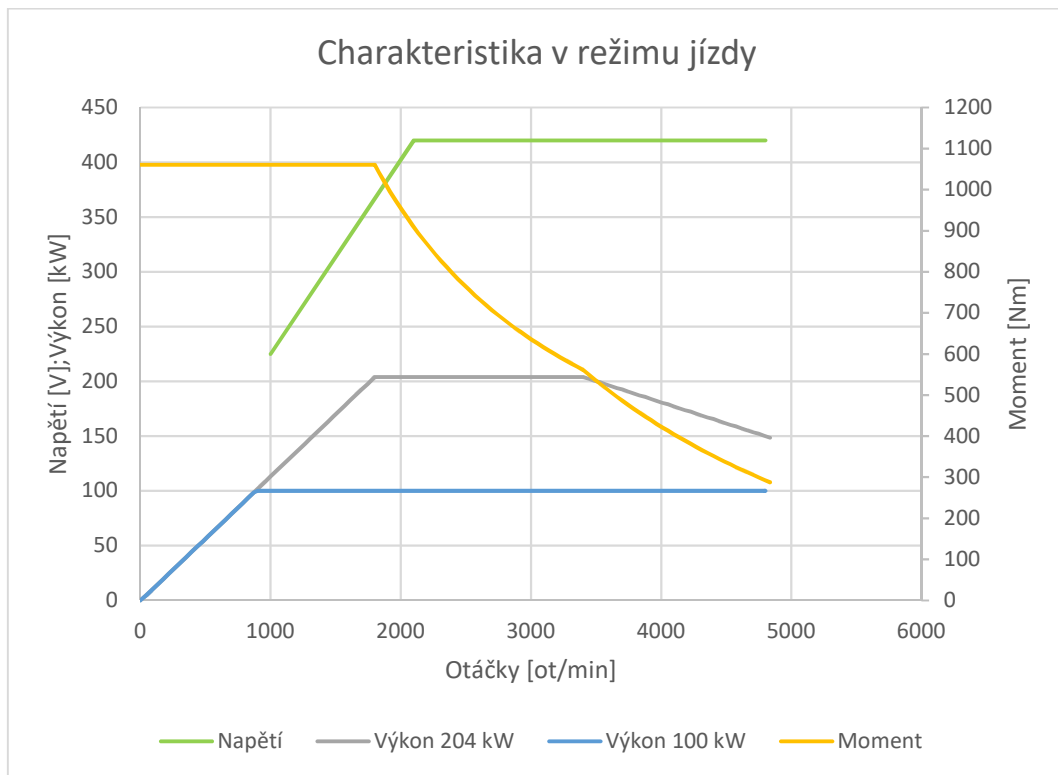
$$P_{1N} = \sqrt{3} \cdot U_{1N} \cdot I_{1N} \cdot \cos\varphi_N \rightarrow$$
$$I_{1N} = \frac{P_{1N}}{\sqrt{3} \cdot U_{1N} \cdot \cos\varphi_N} = \frac{108755}{\sqrt{3} \cdot 420 \cdot 0,818} = 183 \text{ [A]} \quad (19)$$

### Celkový jmenovitý proud

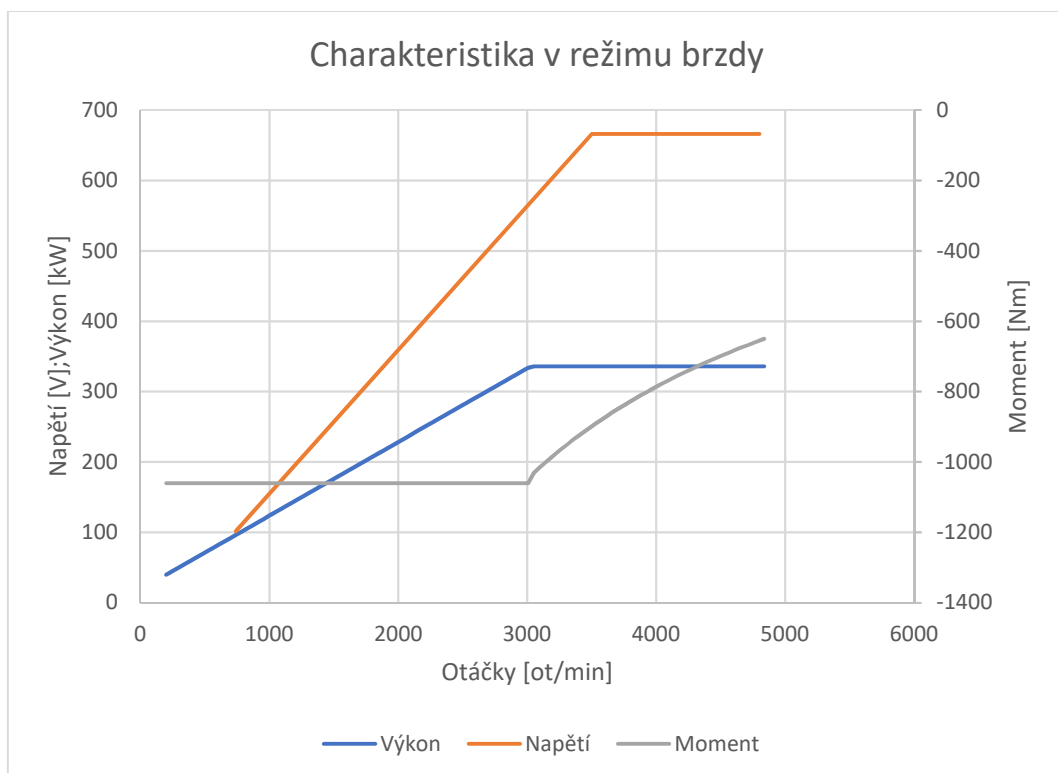
$$I_{1NC} = i_m \cdot I_{1N} = 4 \cdot 183 = 732 \text{ [A]} \quad (20)$$

Z trolejí je pouze pro pohon vozidlem FC33 odebrán celkový proud o hodnotě 732 A. K této hodnotě se musí dále přičítat pomocná zařízení nutná pro provoz tramvaje, jako jsou světla, informační panely a další komponenty.

Pro další výpočty mi ŠT poskytla charakteristiky motoru pro režim jízdy a režim brzdy. Obě charakteristiky byly pouze pro maximální výkon motoru. V režimu jízdy jsem vytvořil ještě výkonovou křivku pro jmenovitý výkon, uvedený v poskytnuté technické zprávě,  $P_{2\infty}=100$  kW. Po dovršení této hodnoty jsem uvažoval konstantní výkon až do maximálních otáček motoru 4 800 ot./min. Asynchronní motory jsou všeobecně přetížitelné na 2-3 krát větší výkon, než je výkon jmenovitý. Takovéto přetížení je ale možné pouze u motorů s nezávislým chlazením, aby se motor chladil proudícím médiem i při stojícím rotoru motoru. Maximální výkon motoru je dle dodané charakteristiky stanoven na 204 kW.



Obrázek 26 - Charakteristika motoru v režimu jízdy



Obrázek 27 - Charakteristika motoru v režimu brzdy

Aby bylo možné sestavit trakční charakteristiky vozu, musím nejprve stanovit převodový poměr převodovky.



## 5.2.2 Návrh převodového poměru

Ideální převodový poměr by byl takový, který by umožňoval otáčkové využití motoru. To znamená aby docházelo při maximálních otáčkách motoru k maximální rychlosti vozu. Jako maximální rychlost jsem zvolil  $v_{vmax}=70$  km/h.

### Střední poloměr kola

Výpočty jsou prováděny pro střední poloměr kola. Už v popisu vozidla bylo zmíněno, že vozidlo FC33 je navrženo s novými koly o průměru 600 mm a maximální ojetí je stanoveno na 520 mm.

$$r_{kstř} = \frac{D_{KN} + D_{KO}}{4000} = \frac{600 + 520}{4000} = 0,28 [m] \quad (21)$$

### Návrh kinematického převodu – využití maximálních otáček TM

$$v_{vmax} \left[ \frac{km}{h} \right] = 3,6 \frac{\pi \cdot D_{kstř} \cdot n_{Mmax}}{60 \cdot i_K} \rightarrow i_K = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot r_{kstř} \cdot n_{Mmax}}{v_{vmax}} \quad (22)$$
$$i_k = 0,377 \cdot \frac{0,28 \cdot 4800}{70} = 7,24[-]$$

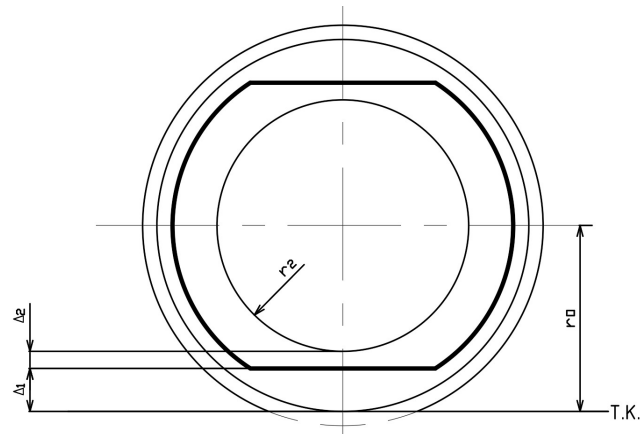
Pro informaci zde uvedu také adhezní převod, čili převod, kterým je schopno vozidlo, díky své hmotnosti, přenášet maximální moment motoru. Adhezní moment musí být větší nebo roven, než moment vyvozený pohonem vozu, aby nedošlo k prokluzu kol. Návrh jsem provedl pro maximální nápravové zatížení trakčního dvojkolí, stanovené v kapitole 6.1. Nejvíce je zatížen zadní podvozek ( $A_{z8}=103,8$  kN). Součinitel adheze jsem zvolil konstantní  $\mu_{DV}=0,3$  a účinnost převodovky  $\eta_{př}=0,98$ . Z grafu s charakteristikou motoru v režimu jízda (obr. 26.) jsem odečetl hodnotu maximálního momentu motoru  $M_{Mmax}=1060$  Nm.

### Návrh adhezního převodu

$$i_{ad} = \frac{A_{z8} \cdot \mu_{DV} \cdot \frac{D_{KO}}{2}}{M_{Mmax} \cdot \eta_{př}} = \frac{103,8 \cdot 0,3 \cdot \frac{520}{2}}{1060 \cdot 0,98} = 7,79 [-] \quad (23)$$

Tyto převodové poměry je potřeba dále zkontrolovat z prostorových možností vozu.





Obrázek 28 - Rozměrový náčrtek prostoru pro převodovku

Mezera  $\Delta_1$  je minimální výška vozidla nad temenem koleje. Mezera  $\Delta_2$  je definována jako součet výšky vůle mezi zubem a vnitřní stěnou převodovky (5,5 mm), hlavy zubu (5,5 mm) a tloušťky stěny skříně převodovky (10 mm). Všechny tyto hodnoty byly zvoleny dle předběžného odhadu.

### Maximální poloměr talířového kola

$$r_{2max} = \frac{D_{KO}}{2} - \Delta_1 - \Delta_2 = \frac{520}{2} - 60 - 21 = 179 \text{ [mm]} \quad (24)$$

Předběžně volím počet zubů pastorku  $z_{1p}=7^{[6]}$  a střední modul  $m_{nm}=5,5^{[6]}$  mm. Tento modul odhadem odpovídá vnějšímu normálovému modulu  $m_{ne}=7$  mm. Tyto hodnoty jsou standardně používané u hypoidních nápravových převodovek. Pohon je v mém návrhu tvořen jako kompaktní pohonný blok uchycený na rám podvozku. Převodovka je pak uchycena ke kolu dvojkolí pomocí kloubového hřídele, který tvoří prstencová spojka v kombinaci se zubovou spojkou, viz obr. 9. Jedná se o plně odpruženou převodovku a odečtu tedy, vzhledem k možnosti zhoupnutí převodovky vlivem dynamických sil, od poloměru talířového kola další vůli  $\Delta_3=5$  mm. Z těchto známých hodnot už lze vypočítat počet zubů talířového kola.

### Počet zubů talířového kola

$$z_2 = \frac{2 \cdot (r_{2max} - \Delta_3)}{m_{nm}} = \frac{2 \cdot (176 - 5)}{7} = 48,9 \rightarrow \text{volím } 48 \text{ [-]} \quad (25)$$

Nyní lze stanovit převodový poměr.

### Převodový poměr

$$i_p = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{7} = 6,857 \text{ [-]} \quad (26)$$

Tento převodový poměr volím jako výchozí pro další výpočty. Předchozí vypočtené převodové poměry jsou z rozměrových důvodů nerealizovatelné.



## 5.3 Trakční charakteristiky vozu

Po předchozích výpočtech jsem již schopen stanovit pro navržený převodový poměr stanovit trakční (rychlostní) charakteristiky vozidla. Převodový poměr tyto charakteristiky zásadně ovlivňuje.

### 5.3.1 Rychlostní charakteristika

Rychlostní charakteristiku jsem vytvořil pro různé režimy jízdy. První je pro jízdu po rovině, druhý pro redukované stoupání 40‰ a třetí pro redukované stoupání 80 ‰. Redukované stoupání 40‰ jsem zvolil jako maximální redukované stoupání, v jakém je vozidlo schopno na rychlodráze dosáhnout 70 km/h. Důvod zvolení této hodnoty redukovaného stoupání bude vysvětlen později.

Nejprve stanovím odpory vozidla v těchto třech režimech jízdy. Ve všech režimech uvažuji obsazenost vozidla 4 os/m<sup>2</sup> a plně obsazené sedačky.

#### Odpor z redukovaného stoupání 80 ‰

$$O_{s80} = m_{v4} \cdot g \cdot s = 52\,504 \cdot 9,81 \cdot 0,08 = 41\,205 \text{ [N]} \quad (27)$$

#### Odpor z redukovaného stoupání 40 ‰

$$O_{s40} = m_{v4} \cdot g \cdot s = 52\,504 \cdot 9,81 \cdot 0,04 = 20\,603 \text{ [N]} \quad (28)$$

#### Odpor valení

Měrný odpor valení se u tramvají běžně uvádí v rozmezí 1-2 N/kN. Zvolil jsem maximální hodnotu, tedy  $p_f=2$  N/kN.

$$O_f = \frac{m_{v4} \cdot g}{1000} \cdot p_f = \frac{52\,504 \cdot 9,81}{1000} \cdot 2 = 1030 \text{ [N]} \quad (29)$$

#### Odpor vzduchu

$$O_{vzd} = 0,5 \cdot \rho_{vz} \cdot v^2 \cdot S_x \cdot C_x = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 9,41 \cdot 0,8 \cdot v^2 = 4,71 \cdot v^2 \left[ \text{N} / \left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \right] \quad (30)$$

Odpor vzduchu je závislý na rychlosti, proto je třeba stanovit celkový odpor vozidla, jako funkci rychlosti. Hodnotu hustoty vzduchu jsem použil 1,25 kg/m<sup>3</sup>. Z typového výkresu jsem stanovil plochu čela vozu  $S_x=9,41$  m<sup>2</sup>. Aerodynamický součinitel tvaru čela vozu jsem zvolil  $C_x=0,8$ .

#### Celkový odpor vozu v redukovaném stoupání 80‰

Pro můj případ, kde uvažuji obsazenost vozidla 4 os/m<sup>2</sup> a redukované stoupání do 80‰, resp. 40‰, je odpor vozu dán vztahem viz rovnice 31, resp. 32. Rychlost musí být v následujících rovnicích dosazována v m/s.



$$O_{80} = O_s + O_f + O_{vzd} \quad (31)$$

$$O_{80} = 41\,205 + 1030 + 4,71 \cdot v^2 = 42235 + 4,71 \cdot v^2 [N]$$

### Celkový odpor vozu v redukovaném stoupání 40‰

$$O_{40} = O_s + O_f + O_{vzd} = \quad (32)$$

$$O_{40} = 20\,603 + 1030 + 4,71 \cdot v^2 = 21\,633 + 4,71 \cdot v^2 [N]$$

### Celkový odpor vozu po rovině

$$O_0 = O_f + O_{vzd} = 1030 + 4,71 \cdot v^2 [N] \quad (33)$$

Jako další krok pro sestavení rychlostní charakteristiky jsem musel stanovit průběh hnací síly, kterou je pohon schopen dodat. Průběh výkonu motoru je znám z charakteristiky motoru v režimu jízda, viz obr. 26. Abych mohl stanovit průběh hnací síly vozu, musím nejprve stanovit závislost rychlosti vozidla na otáčkách rotoru motoru.

### Úhlová rychlost rotoru

$$\omega_{rotoru} = \frac{2\pi n_M}{60} [rad/s] \quad (34)$$

### Úhlová rychlost kola vozu

$$\omega_{kola} = \frac{\omega_{rotoru}}{i_{pp}} [rad/s] \quad (35)$$

### Rychlost vozidla

$$v = \omega_{kola} \cdot r_{kstř} \rightarrow v = 0,377 \cdot \frac{n_M}{i_{pp}} \cdot r_{kstř} = 0,377 \cdot \frac{n_M}{6,857} \cdot 0,28 \quad (36)$$

$$v = 0,0154 \cdot n_M [km/h]$$

### Trakční síla vozidla

Průběh trakční síly jsem určil dle následující rovnice, kde  $P_{MT}$  je výkon jednoho trakčního motoru v režimu jízdy. Průběhy výkonu lze vidět na obrázku č. 26. Průběh trakční síly vozu je zde proveden pro maximální výkon 204 kW a jmenovitý výkon 100 kW. Průběhy trakčních sil zobrazují maximální možnou trakční sílu dodávanou motorem, při daném výkonu.

$$F_{TRM} = i_M \cdot \frac{P_{MT}}{v} = 4 \cdot \frac{3,6 \cdot P_{MT}}{0,0154 \cdot n_M} = 935,1 \cdot \frac{P_{MT}}{n_M} [kN] \quad (37)$$

### Adhezní síla prázdného vozidla

Další podstatnou částí rychlostní charakteristiky jsou adhezní omezení. Ty jsem stanovil pro několik případů obsazenosti vozidla (prázdný vůz, 2,3 os/m<sup>2</sup>, 4 os/m<sup>2</sup>, 6 os/m<sup>2</sup> a 8 os/m<sup>2</sup>). Mimo prázdného vozu jsem u všech stavů počítal s plně obsazenými sedadly.

$$G_{AD0} = \frac{m_{v0}}{1000} \cdot g \cdot \mu_{DV} = \frac{37\,700}{1000} \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 110,95 \text{ [kN]} \quad (38)$$

### Adhezní síla při 2,3 os/m<sup>2</sup>

$$G_{AD2,3} = \frac{m_{v2,3}}{1000} \cdot g \cdot \mu_{DV} = \frac{48\,265}{1000} \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 142 \text{ [kN]} \quad (39)$$

### Adhezní síla při 4 os/m<sup>2</sup>

$$G_{AD4} = \frac{m_{v4}}{1000} \cdot g \cdot \mu_{DV} = \frac{52\,504}{1000} \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 154,5 \text{ [kN]} \quad (40)$$

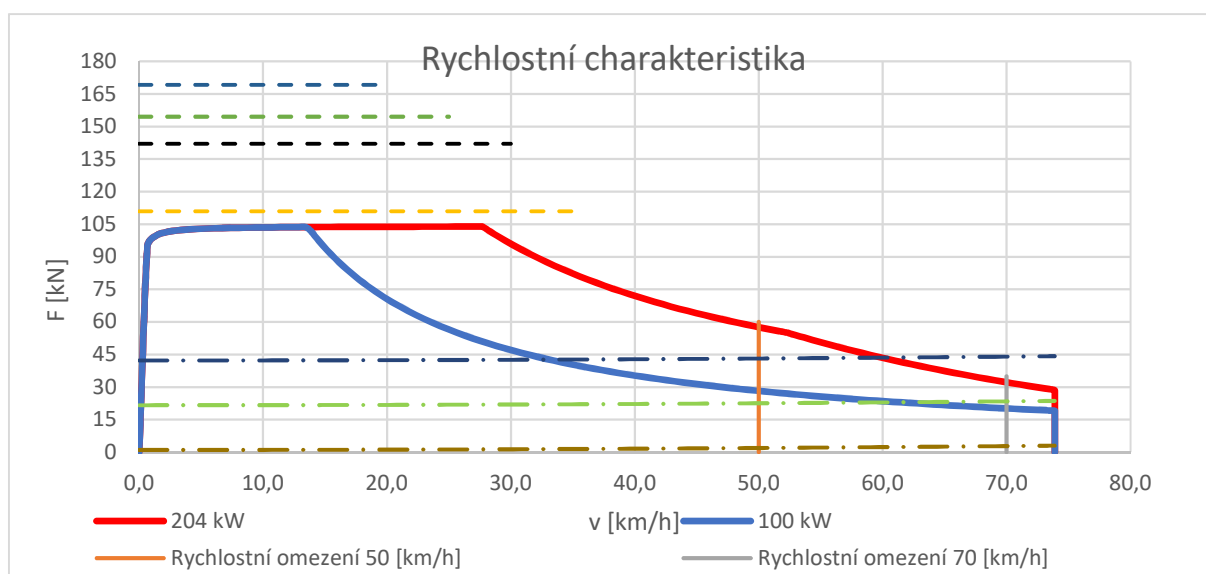
### Adhezní síla při 6 os/m<sup>2</sup>

$$G_{AD6} = \frac{m_{v6}}{1000} \cdot g \cdot \mu_{DV} = \frac{57\,491}{1000} \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 169,2 \text{ [kN]} \quad (41)$$

### Adhezní síla při 8 os/m<sup>2</sup>

$$G_{AD8} = \frac{m_{v8}}{1000} \cdot g \cdot \mu_{DV} = \frac{62\,478}{1000} \cdot 9,81 \cdot 0,3 = 183,9 \text{ [kN]} \quad (42)$$

Jako poslední část rychlostní charakteristiky je rychlostní omezení vozu. To jsem zvolil na 50 a 70 km/h pro městský, resp. rychlodrážní provoz.



Obrázek 29 - Rychlostní charakteristika

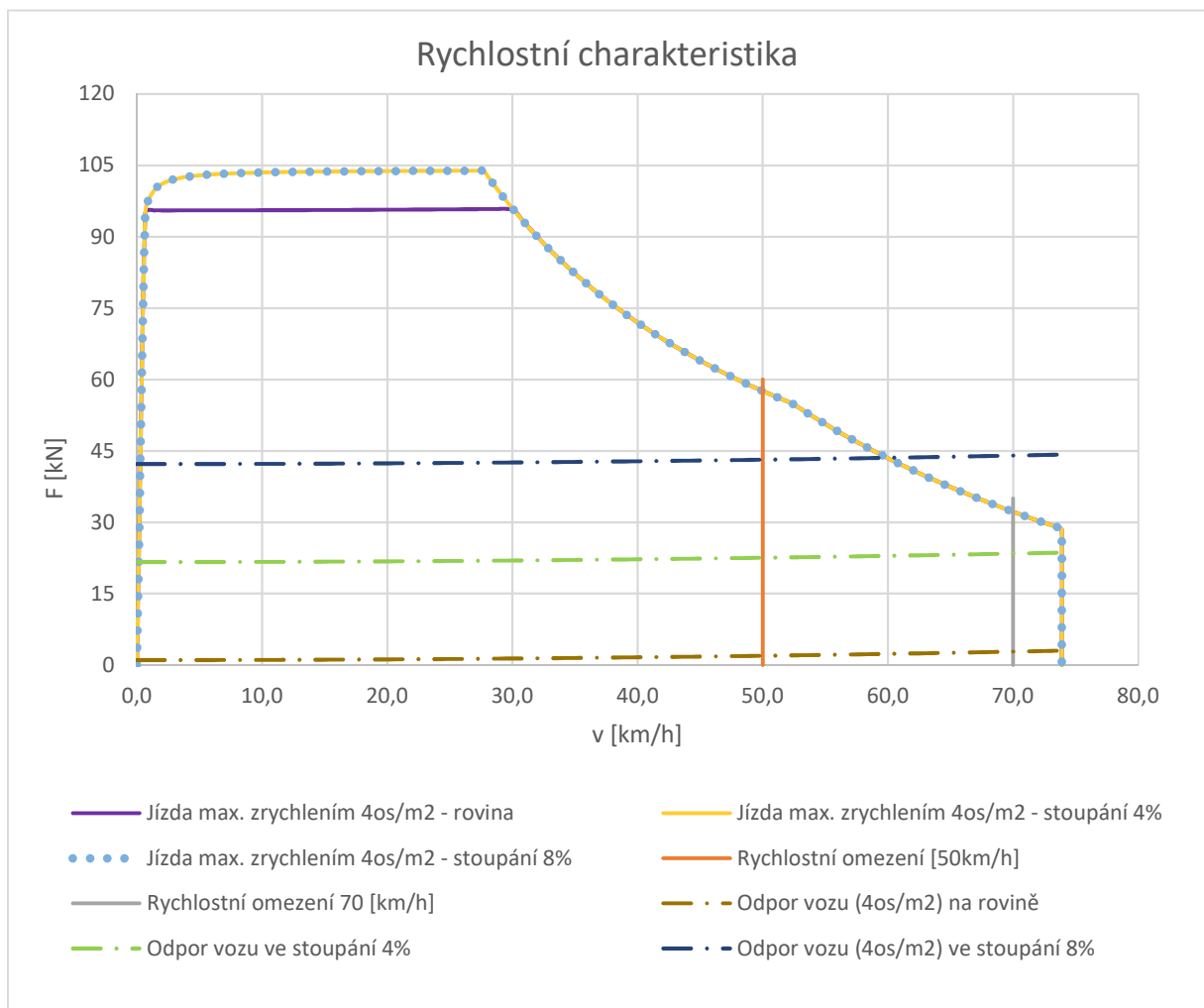
Průběhy nazvané 204 kW a 100 kW označují maximální možnou trakční sílu motoru v jednotlivých výkonových nastaveních. Jak lze na rychlostní charakteristice vidět, motor není schopen při jakémkoliv přetížení překročit adhezní omezení. Dále lze odečíst, že vozidlo nebude schopné jet rychlostí 70 km/h v rychlodrážním provozu do redukovaného stoupání 80‰. Průměrné zrychlení vozidla do rychlosti 35 km/h může být dle normy maximálně 1,8 m/s<sup>2</sup>. Kvůli tomuto omezení vypadají skutečné průběhy trakčních sil jinak. K zobrazení těchto průběhů je potřeba provést několik dalších výpočtů. Rovnice jsem zde zobrazil pouze obecně a pro jízdu po rovině. Pro redukovaná stoupání se výpočet provede obdobně.

### Maximální trakční síla pro jízdu vozidla po rovině

$$F_{TRmax0} = a_{max} \cdot \frac{m_{v4}}{1000} + O_0 \text{ [kN]} \quad (43)$$

### Průběh trakční síly pro jízdu po rovině

$$F_{TRmax0} \leq F_{TRm} \rightarrow F_{TR0} \text{ [kN]} \quad (44)$$



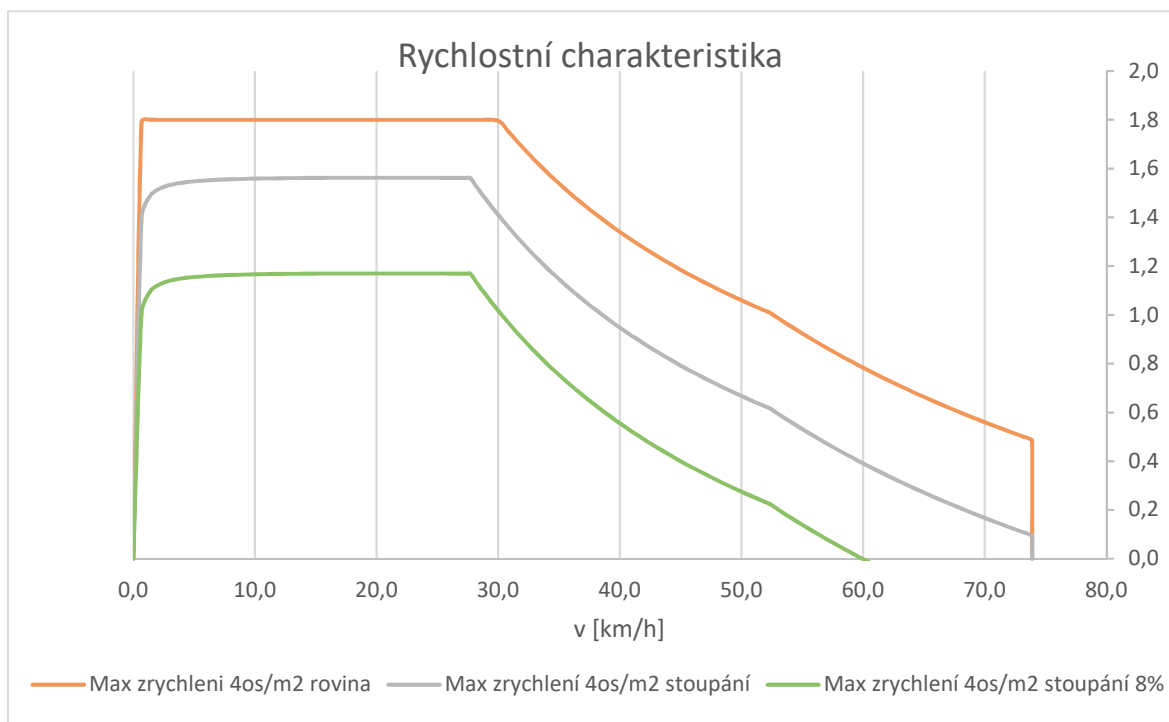
Obrázek 30 - Průběh trakčních sil omezených maximálním zrychlením

Už při jízdě do stoupání 40‰ jede vozidlo maximální trakční silou, jakou je motor schopný dodat. Do redukovaného stoupání 80‰ je vozidlo odhadem schopno jezdit maximálně rychlostí 55 km/h.

Pro lepší přehled jsem ještě provedl vyobrazení průběhu zrychlení. Z důvodu přehlednosti jsem tyto dva grafy nevedl spojené do jednoho. Zrychlení vozidla se určuje z tzv. silové rezervy pro zrychlení. To je rozdíl trakční a odporové síly. Při jízdě po rovině má vozidlo takovou rezervu pro zrychlení, že je schopno při jejím plném využití dosáhnout zrychlení až 2,14 m/s<sup>2</sup>.

### Průběh zrychlení vozu pro jízdu po rovině

$$a_0 = \frac{F_{TR0} - O_0}{\frac{m_{v4}}{1000}} [m/s^2] \quad (45)$$



Obrázek 31 - Průběh zrychlení

Z obrázku 31 je patrné, že vozidlo není schopno jet průměrným zrychlením 1,8 m/s<sup>2</sup> až do rychlosti 35 km/h. Pro informaci zde uvedu průměrné hodnoty jednotlivých zrychlení až do rychlostí 35, 50 a 70 km/h. Doporučená hodnota zrychlení do 35 km/h je 1,2 m/s<sup>2</sup>. Ostatní zrychlení jsou uvedena jen pro informaci. Kolonka pro průměrné



zrychlení do 70 km/h u redukováného stoupání 80‰ není vyplněna, protože vozidlo není schopno této rychlosti v takovémto stoupání dosáhnout.

Tabulka 10 - Průměrná zrychlení

Rychlost	Průměrná zrychlení		
	>35 km/h	>50 km/h	>70 km/h
Rovina	1,74	1,6	1,37
Redukované stoupání 40‰	1,47	1,29	1,04
Redukované stoupání 80‰	1,09	1,09	

Z pohledu cestujících je hodnota zrychlení 1,8 m/s<sup>2</sup> už dost nepříjemná a nepohodlná. Proto se tato hodnota zrychlení či zpomalení v běžném provozu objevuje pouze zřídka. Omezení sil tímto zrychlením mi způsobí vyšší hodnoty ekvivalentních sil a výkonů, než kdybych zvolil omezení normou stanoveného doporučeného zrychlení 1,2 m/s<sup>2</sup>. Tato volba mi způsobí určité předimenzování převodovky.

## 5.4 Brzdová charakteristika

Obdobně, jako rychlostní charakteristiku, je pro vytvoření jízdních cyklů a stanovení ekvivalentní síly potřeba vytvořit brzdovou charakteristiku elektrodynamické brzdy (EDB). Vstupem je tentokrát charakteristika motoru v režimu brzdy, viz obr. 27. Opět budu charakteristiky stanovovat pro již zmíněné tři režimy jízdy. Budou vyneseny se zápornými hodnotami síly, protože brzdná síla působí proti směru trakční síly.

### Brzdná síly vozidla

Průběh brzdné síly motoru je stanoven z průběhu výkonu motoru v režimu brzdy. Dle charakteristiky motoru v režimu brdy je maximální brzdný výkon stanoven na 338,6 kW.

$$F_{Bm} = i_M \cdot \frac{P_{MB}}{v} = 4 \cdot \frac{3,6 \cdot P_{MB}}{0,0154 \cdot n_M} = 935,1 \cdot \frac{P_{MT}}{n_M} [kN] \quad (46)$$

### Maximální brzdná síla pro maximální zpomalení při jízdě po rovině

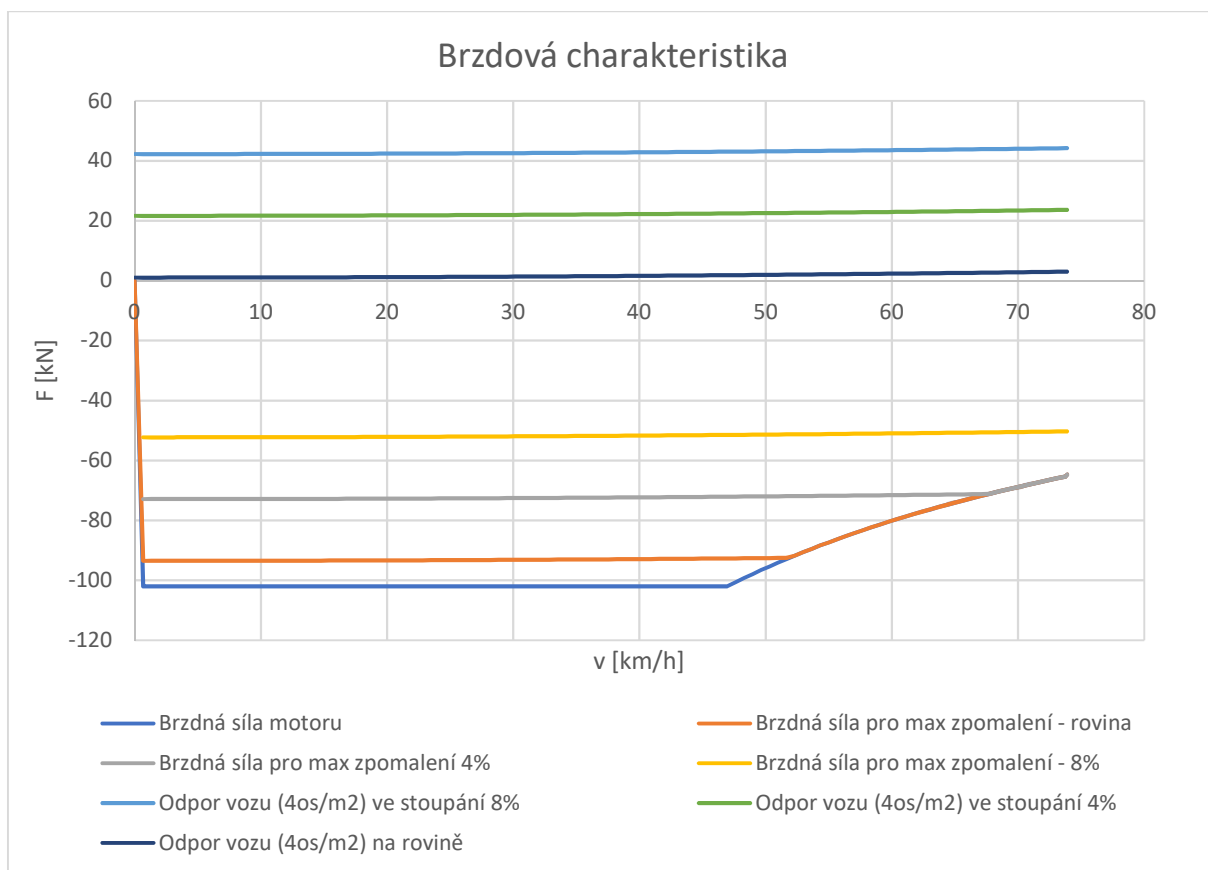
Brzdná síla vozidla je omezená maximální průměrnou hodnotou zpomalení 1,8 m/s<sup>2</sup> z 35 km/h do zastavení. V mém případě budu uvažovat hodnotu zpomalení 1,8 m/s<sup>2</sup> jako maximální hodnotu po celou dobu zpomalování. Opět zobrazím výpočet pouze obecně pro prázdný vůz.

$$F_{Bmax0} = a_{Bmax} \cdot \frac{m_{v4}}{1000} + O_0 [kN] \quad (47)$$

## Průběh brzdné síly pro jízdu po rovině

$$F_{Bmax0} \leq F_{Bm} \rightarrow F_{B0} [kN] \quad (48)$$

Do brzdové charakteristiky viz obr. 32 jsem vynesl brzdné síly ve stejných režimech, jako v trakční charakteristice, a tedy obsazenost 4 os/m<sup>2</sup> a při jízdě po rovině, v redukovaném stoupání 40‰ a 80‰.



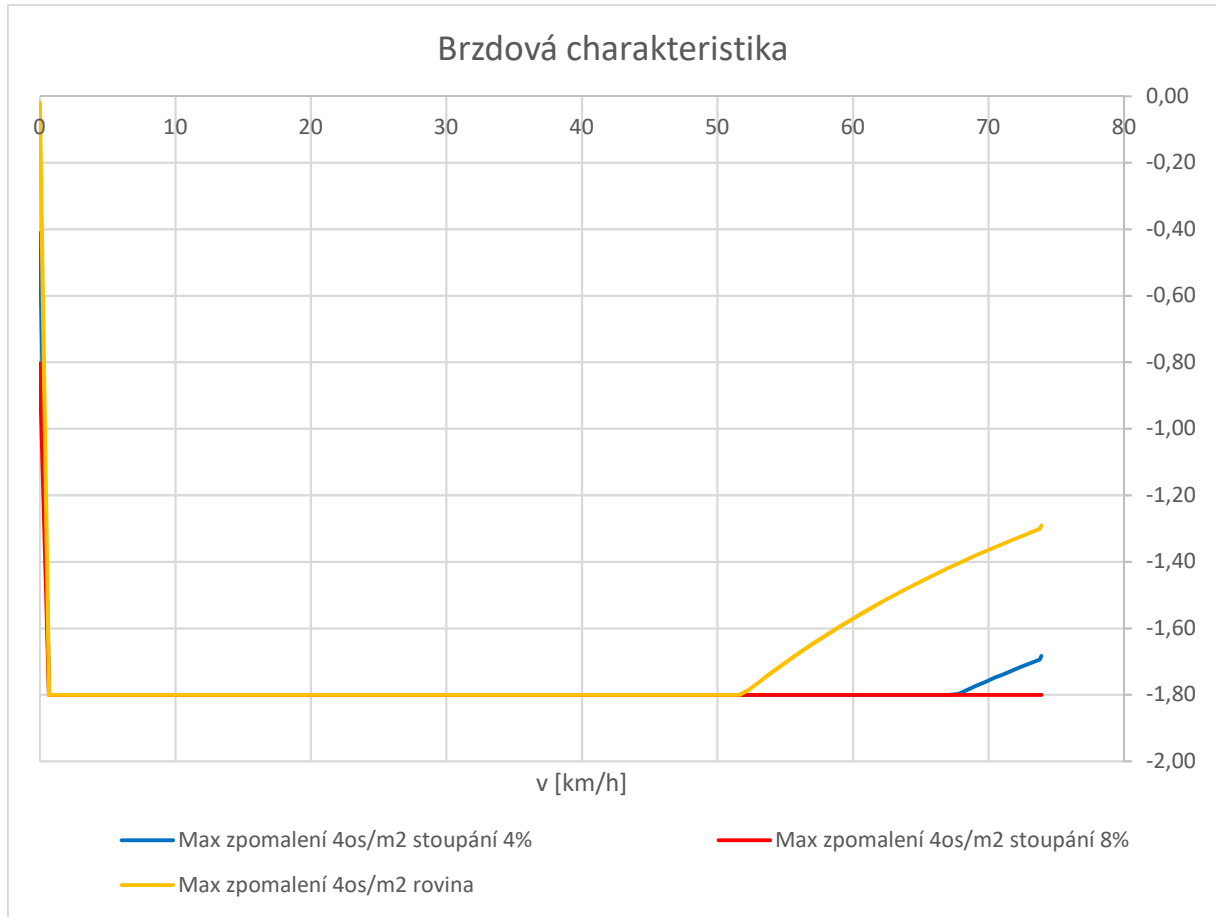
Obrázek 32 - Brzdová charakteristika

Z brzdové charakteristiky je patrné, že vozidlo se do výkonového omezení dostane až při brzdění z rychlosti větší, než 52 km/h při jízdě po rovině a obsazenosti 4 os/m<sup>2</sup>. S rostoucím redukovaným stoupáním se zvyšuje také rezerva na zpomalení, a proto se vozidlo do výkonového omezení dostane při brzdění z vyšší rychlosti, než při jízdě po rovině. V tomto výkonovém omezení ale bude zpomalovat pouze do takové rychlosti, než bude možné brzdit maximálním zpomalením 1,8 m/s<sup>2</sup>. Při zvyšování obsazenosti vozu se bude zvyšovat odporová a tím pádem zmenšovat dovolená brzdná síla pro maximální zpomalení 1,8 m/s<sup>2</sup>. Maximální brzdná síla elektrodynamickou brzdou je zobrazena na obrázku číslo 32. Po dosažení tohoto omezení se rezerva zvyšuje pouze zvýšením odporové síly. Pro zvolenou obsazenost 4 os/m<sup>2</sup> zde ještě zobrazím jednotlivé průběhy zpomalení.



## Průběh zpomalení vozu pro jízdu po rovině

$$a_{B0} = \frac{F_{B0} - O_0}{\frac{m_{v4}}{1000}} [m/s^2] \quad (49)$$



Obrázek 33 - Průběh zpomalení

Z průběhu zpomalení, viz obr. 33, je patrné, že se vozidlo při brzdění v obsazení 4 os/m<sup>2</sup> a jízdě do redukovaného stoupání 80‰ nedostane do výkonového omezení. Je omezeno pouze maximálním dovoleným zpomalením 1,8 m/s. V této obsazenosti se dostane do výkonového omezení při redukovaném stoupání 40‰ v rychlosti cca 68 km/h.



## 5.5 Tachogram vozu

Tachogram jsem vytvořil pro dva typy dráhy a sice pro městský a rychlodrážní provoz. Délka rychlodráhy je stanovena na 800 m a dráha městského provozu na 350 m. tato dráha znázorňuje vzdálenosti mezi zastávkami. Během jízdy se neuvažují s žádnými překážkami jako např. křižovatky, kde by vůz musel zastavovat či zpomalovat.

### Přírůstek dráhy v rychlostním intervalu

$$\Delta s = \frac{1}{2} \left( \frac{v_{i+1}}{a_{i+1}} + \frac{v_i}{a_i} \right) \cdot dv \quad (50)$$

Tyto přírůstky je potřeba vypočítat pro zrychlení ze stání do 50 a 70 km/h i pro brzdění z obou rychlostí. Dále pak pro jízdy po rovině a redukovaných stoupání 40 a 80‰. Sečtením těchto přírůstků do, resp. z, určité rychlosti získáme dráhu, na které vozidlo dosáhne dané rychlosti, resp. zpomalí z dané rychlosti.

### Rozjezdová dráha

$$s_T = \sum_0^v \Delta s_T \quad (51)$$

### Zábrzdná dráha

$$s_B = \sum_v^0 \Delta s_B \quad (52)$$

Jelikož znám celkovou délku dráhy (350 a 800 m) lze sestavit průběh rychlosti v závislosti na dráze. Jízda maximální rychlosti probíhá ve zbytku z dané dráhy.

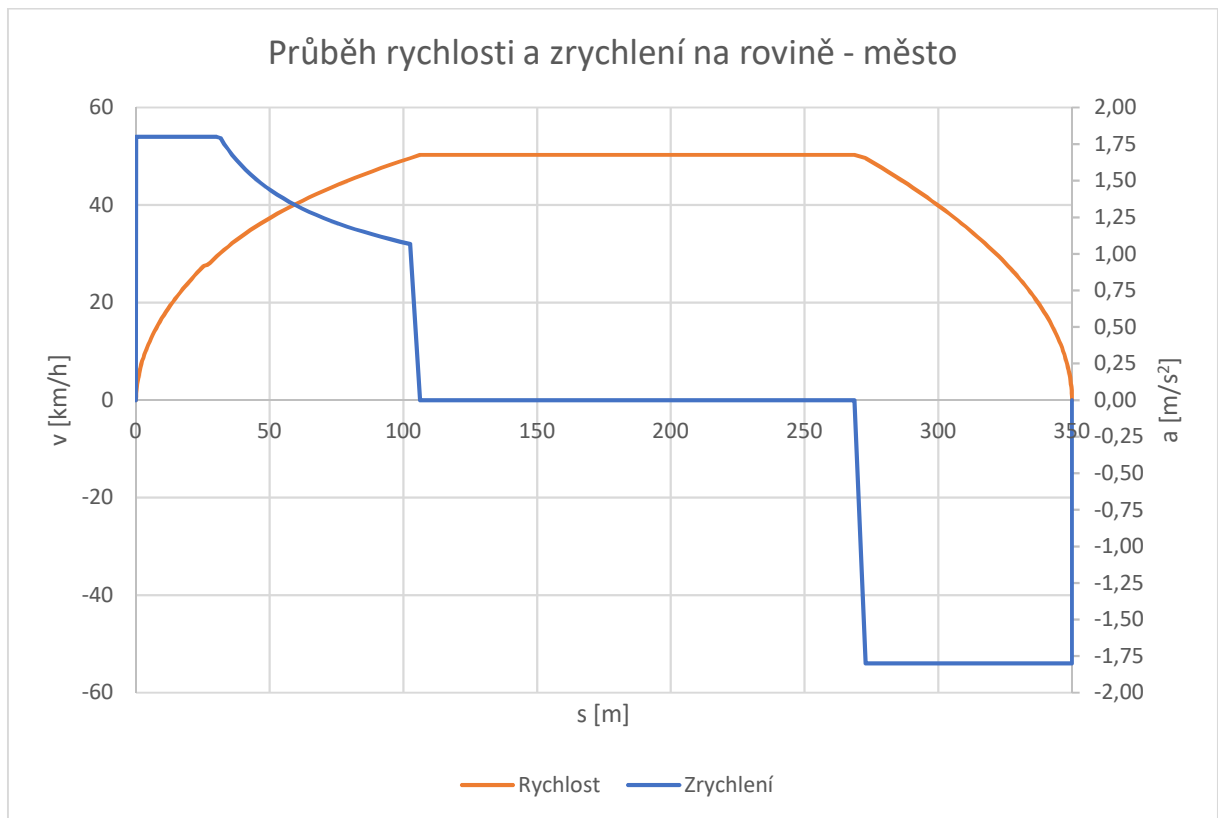
### Dráha s maximální rychlostí

$$s_{vmax} = s - s_T - s_B \quad (53)$$

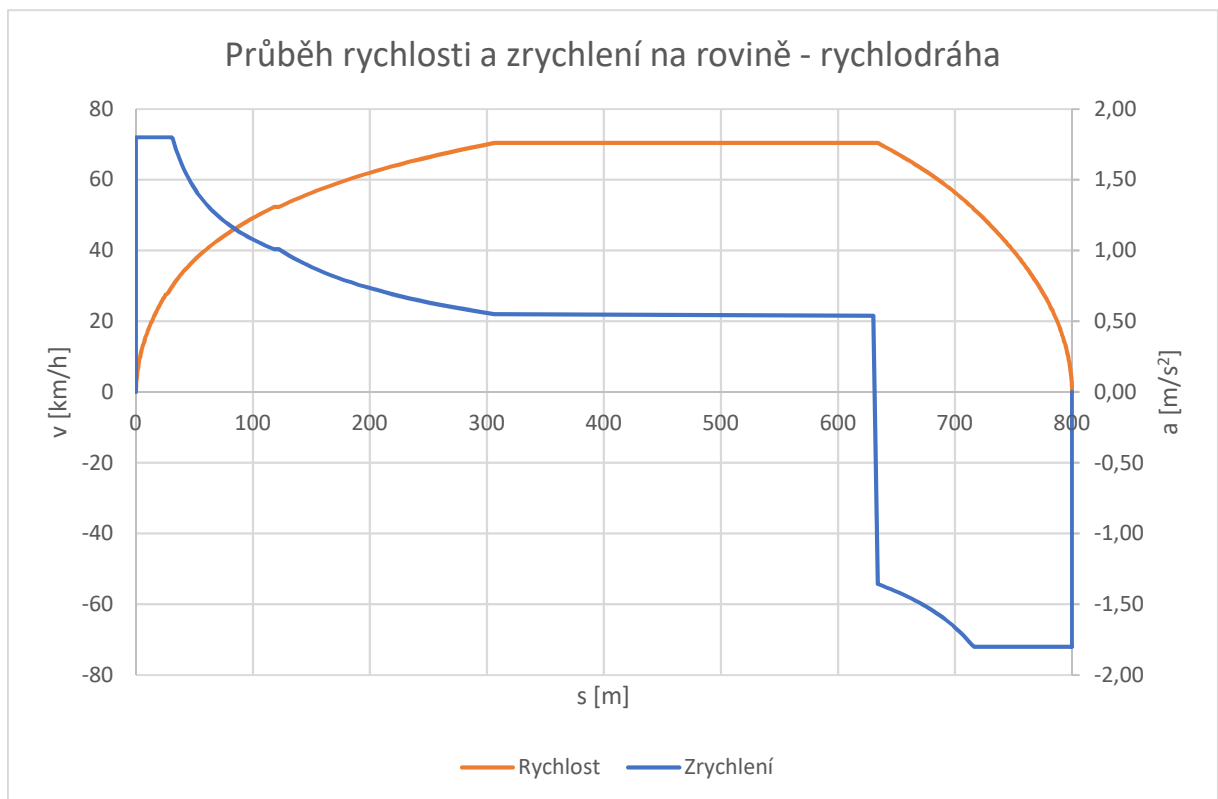
Nyní jsem schopen vynést do grafů dráhové tachogramy pro všechny stanovené režimy. Klasický dráhový tachogram vozu je průběh rychlosti v závislosti na ujeté vzdálenosti. Pro informaci v těchto průběhách uvedu také průběhy zrychlení.

#### 5.5.1 Tachogramy pro jízdu po rovině

Pro přehlednost jsem vytvořil jednotlivá zobrazení dráhových tachogramů zvlášť.



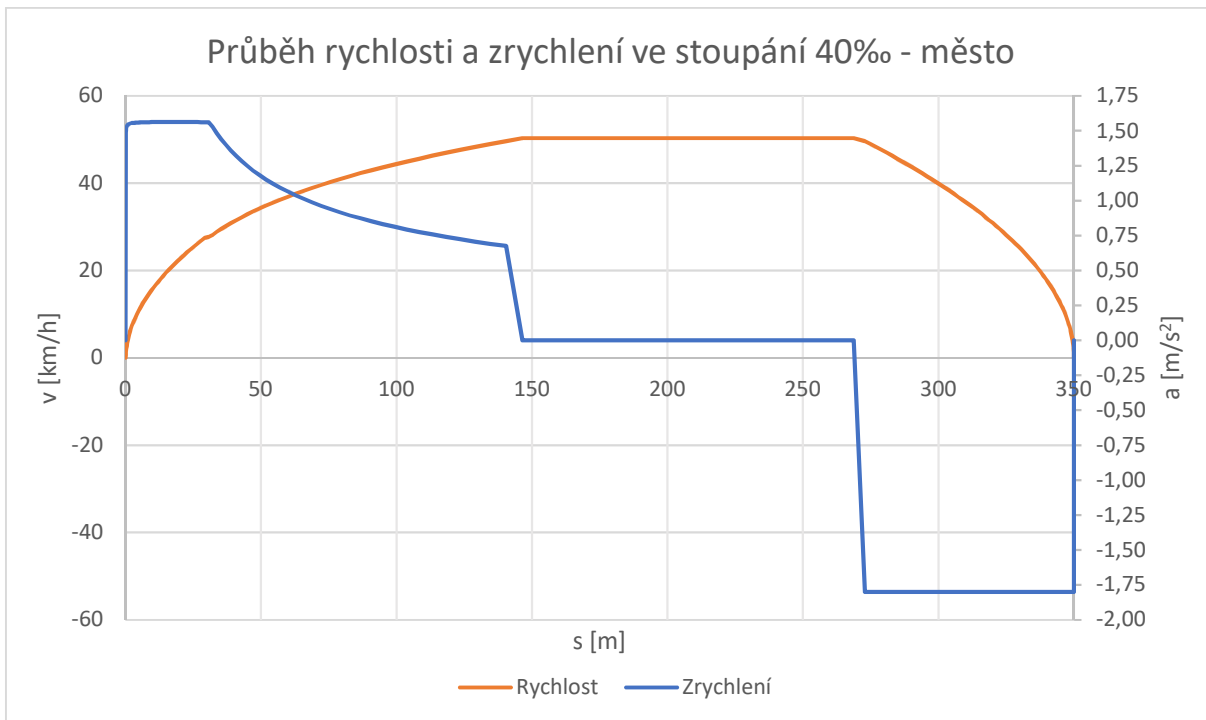
Obrázek 34 - Dráhový tachogram pro jízdu po rovině v městském provozu



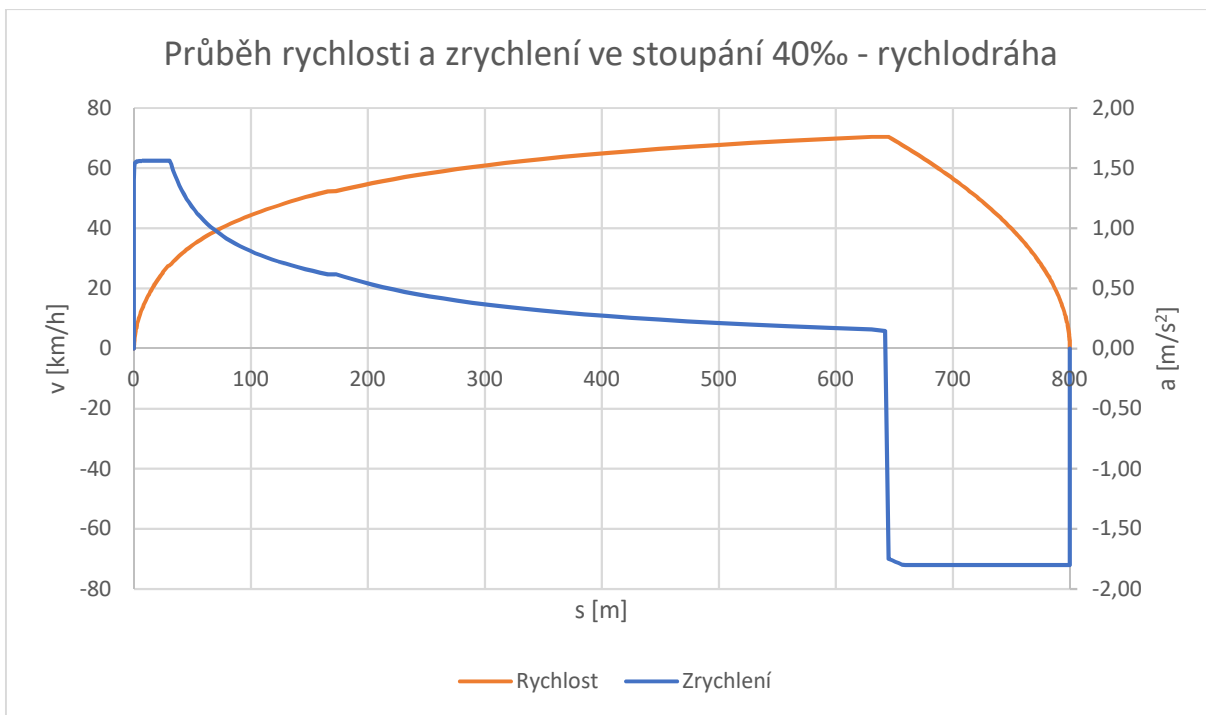
Obrázek 35 - Dráhový tachogram pro jízdu po rovině v rychlodrážním provozu

Z předchozích obrázků je patrné, že vozidlo zvládne městský i rychlodrážní provoz po rovině bez problémů. Rychlosti 50 km/h dosáhne cca po 105 metrech. Zábřzdná dráha je pak dlouhá cca 75 m.

### 5.5.1 Tachogramy pro jízdu do stoupání 40‰



Obrázek 36 - Dráhový tachogram pro stoupání 40‰ v městském provozu

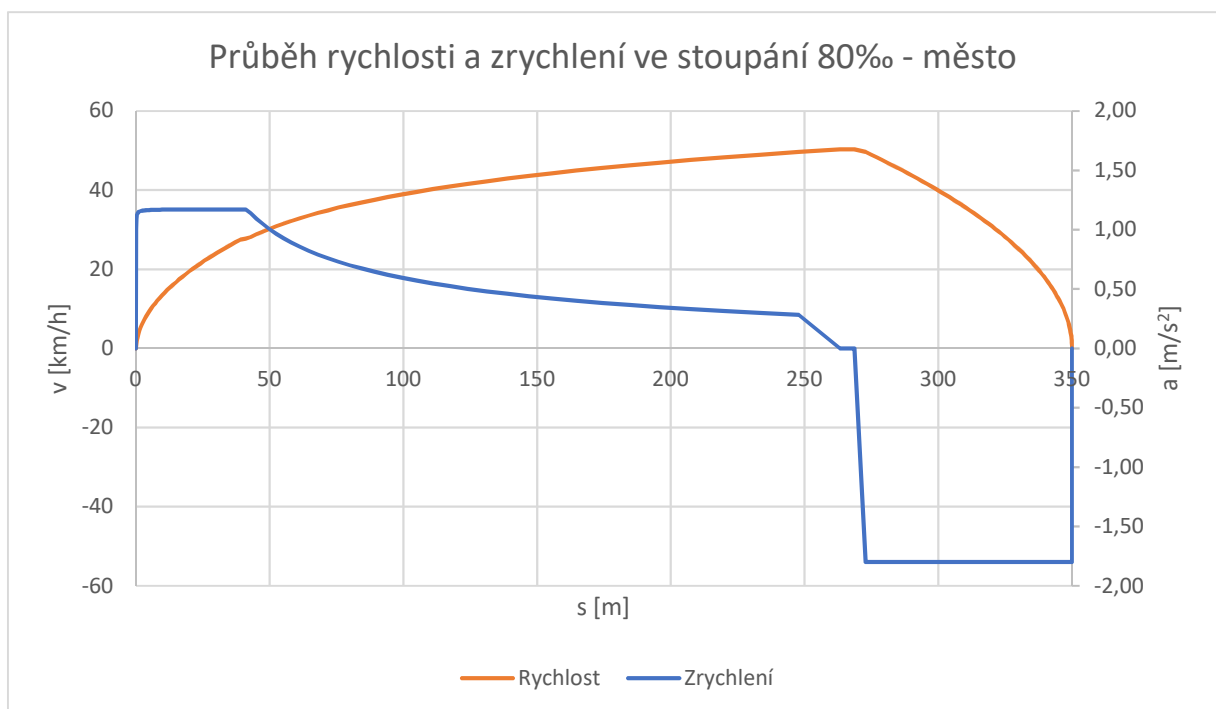


Obrázek 37 - Dráhový tachogram pro stoupání 40‰ v rychlodrážním provozu

Dráhový tachogram pro město je opět bez problémů. Na dráhovém tachogramu, viz obr. 37 lze vidět, že stoupání 40‰ je maximální možné redukované stoupání, do kterého může vozidlo jezdit v rychlodrážním provozu, za těchto stanovených podmínek. Vozidlo není schopné udržovat vysokou hodnotu zrychlení při tomto stoupání až do rychlosti 70 km/h. Rozjezd do této rychlosti za těchto podmínek trvá cca 630 m. Zbytek dráhy už vozidlo potřebuje na zastavení.

### 5.5.2 Tachogram pro jízdu do stoupání 80‰

Jak již bylo zmíněno v kapitole 6.3.2, vozidlo není schopno jet v tomto redukovaném stoupání rychlostí 70 km/h. Proto zde uvedu pouze dráhový tachogram pro městský provoz v tomto redukovaném stoupání.



Obrázek 38 - Dráhový tachogram pro stoupání 80‰ v městském provozu

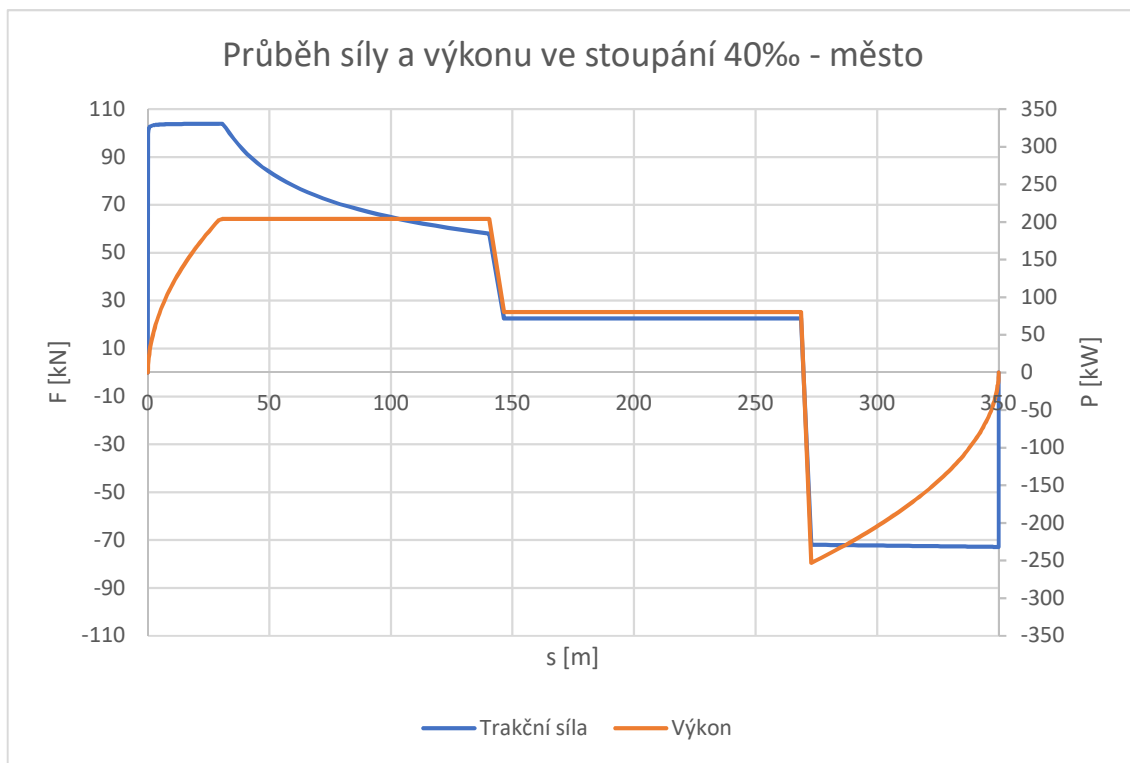
Redukované stoupání 80‰ vypadá pro městský provoz jako maximální. Při tomto stoupání dosáhne vozidlo rychlosti 50 km/h těsně před tím, než bude muset začít brzdit. Jak lze vidět, vozidlo zrychluje už jen velmi malou hodnotou zrychlení do 50 km/h.

## 5.6 Stanovení ekvivalentní hnací a brzdné síly

Pro návrh převodovky budu potřebovat znát ekvivalentní hodnoty momentů z jednotlivých navržených provozních stavů. Průběh síly během jízdního cyklu je složen z trakční síly potřebné k rozjezdu vozidla, konstantní síly pro udržení dané rychlosti a brzdné síly potřebné k zastavení vozidla. Průběh výkonu se pak vypočítá dle rovnice 54.

### Průběh výkonu

$$P_v = \frac{F_{tr[kN]} \cdot \frac{v_{[km/h]}}{3,6}}{i_p \cdot i_M} [kW] \quad (54)$$



Obrázek 39 - Průběh síly a výkonu ve stoupání 40‰ v městském provozu

Ke stanovení ekvivalentních hodnot trakční síly jsem si rozdělil jednotlivé dráhy na úseky,  $s_i=10$  m. V každém z těchto desetimetrových úsecích jsem udělal průměrnou hodnotu trakční síly  $F_i$  viz obr. 40. Ke stanovení ekvivalentní síly bude dále potřeba znát procentuální hodnotu těchto úseků vzhledem k celkové dráze z dříve stanovených jízdních cyklů v městském a rychlodrážním provozu.

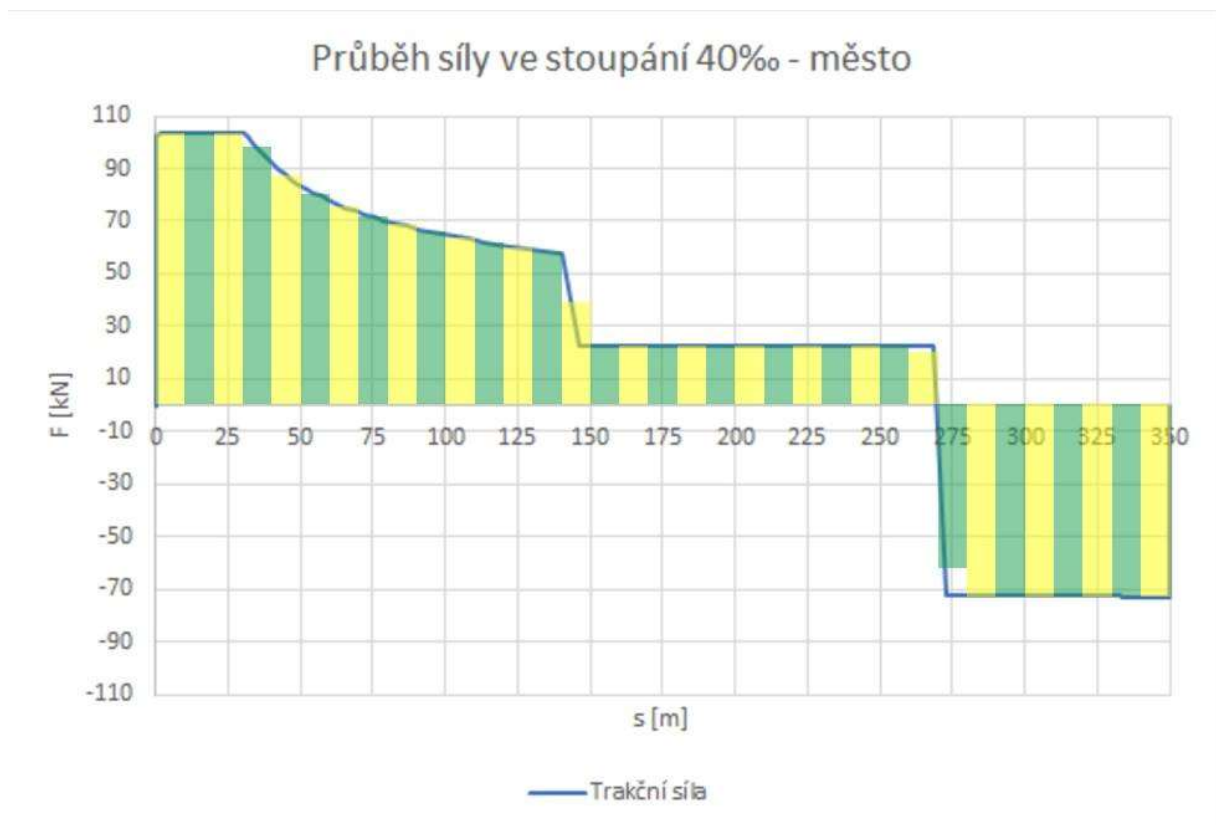
### Procentuální vyjádření úseku

$$p_{si} = \frac{s_i \cdot 100}{s} [\%] \quad (55)$$

## Ekvivalentní síla

$$F_{ekv} = \frac{\sum p_{si} \cdot F_i}{100} [N] \quad (56)$$

Výpočet zde uvedu pouze pro jízdu v redukovaném stoupání 40‰ ve městě při obsazenosti vozu 4 os/m<sup>2</sup>. Tento stav jsem zvolil z důvodu dobré názornosti. Ostatní stavy se vypočítají obdobně a není tedy nutné je zde rozepisovat. Příslušné výsledné hodnoty jsou pak uvedeny v tabule č. 11.



Obrázek 40 - Stanovení ekvivalentní síly

Ekvivalentní moment se vypočítá dle rovnice 59. K jeho stanovení potřebujeme znát hodnotu ekvivalentní rychlosti. Ta se stanoví obdobně, jako ekvivalentní síla, pouze se záměnou průměrného výkonu za průměrnou rychlost v daných úsecích.

## Ekvivalentní rychlost

$$v_{ekv} = \frac{\sum p_{si} \cdot v_i}{100} [km/h] \quad (57)$$

Z této rychlosti je potřeba stanovit ekvivalentní otáčky. Tato rovnice vychází z rovnice 36 stanovené v kapitole 6.3.2.



## Ekvivalentní otáčky rotoru

$$n_{Mekv} = \frac{v_{ekv}}{0,0154} [ot/min] \quad (58)$$

## Ekvivalentní moment

$$M_{ekv} = \frac{30\,000 \cdot P_{ekv}}{\pi \cdot n_{Mekv}} [Nm] \quad (59)$$

Nyní již jsem schopen sestavit tabulku s výslednými hodnotami. Uvedu zde pouze pro další výpočet důležité hodnoty. Všechny hodnoty jsou dostupné v příslušných listech v příloze č. 6, vytvořené v programu MS Excel.

Tabulka 11 - Hodnoty ekvivalentních veličin

	Město			Rychlodráha	
	Rovina	40‰	80‰	Rovina	40‰
$P_{ekv}$ [kW]	86	141	183	179	187
$v_{ekv}$ [km/h]	42	41	41	58	55
$n_{Mekv}$ [ot/min]	2705	2642	2691	3781	3541
$M_{ekv}$ [Nm]	305	509	651	453	506

Z hodnot uvedených v tabulce 11 je patrné, že ve všech provozech, vyjma jízdy ve městě po rovině, bude motor zatěžován na vyšší hodnotu výkonu, než je jeho jmenovitá hodnota (100 kW). Tím může docházet k postupnému ohřívání motoru. U maximálního výkonu uvedeného v technické zprávě motoru není uvedena možná doba jeho využití. Pro zhodnocení oteplení motoru by se dále musela provést podrobnější konkretizace trati. Pro návrh převodovky budu používat průměrné hodnoty z tabulky č. 12.

Tabulka 12 – Průměrné ekvivalentní hodnoty veličin pro výpočet převodovky

Průměrný ekvivalentní výkon	$P_{ekv} =$	147,2	[kW]
Průměrné ekvivalentní otáčky	$n_{Mekv} =$	3072	[ot/min]
Průměrný ekvivalentní moment	$M_{ekv} =$	523,4	[Nm]



## 6 Návrh hypoidního soukolí

Ozubení jednostupňové převodovky jsem zvolil jako hypoidní. Toto kuželové soukolí je typické přesazením osy pastorku vůči ose talířového kola. Jedním z obecných požadavků je, aby byla nápravová převodovka tramvaje co nejtišší. V tomto ohledu je hypoidní soukolí vhodnou volbou, protože v něm dochází k záběru většího počtu zubů, a jeho chod je tedy tišší. Mezi další výhody hypoidního soukolí patří větší únosnost soukolí, větší životnost a úspora prostoru, protože talířové kolo má menší průměr. U hypoidního soukolí je nutno používat speciální převodový olej s označením H.



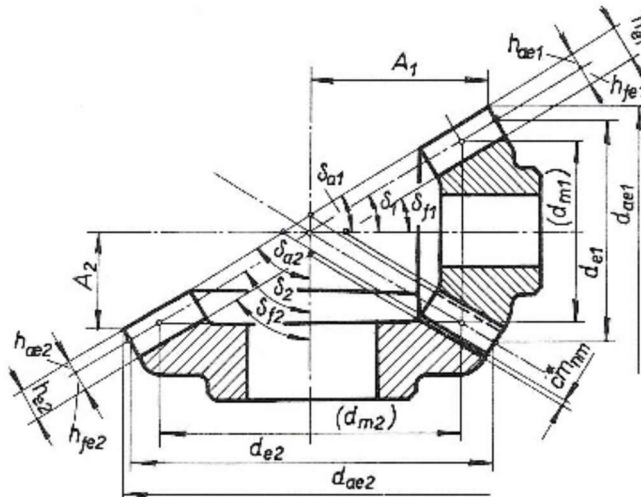
Obrázek 41 - Hypoidní soukolí [7]

### 6.1 Geometrie soukolí

K výpočtu geometrie hypoidního soukolí jsem měl k dispozici omezené podklady. Výroba hypoidních soukolí je velice náročná a veškeré detailní výpočty těchto převodů jsou tajným vlastnictvím firem, které se výrobou těchto soukolí zabývají. Cílem diplomové práce není kompletní návrh ozubení, a proto jsem si výpočet vytvořil dle vlastní úvahy za pomoci dostupných podkladů.

K dispozici jsem měl normu ISO 23509. Tato norma je určena pro geometrii kuželového a hypoidního soukolí. Uvádí celkem čtyři metody výpočtu geometrie soukolí. Metoda označená jako metoda 0 platí pro obecná kuželová soukolí, tedy soukolí s nulovým přesazením os. Metoda 1 je označována jako systém Gleason. Tato metoda je pro výrobu ozubení odvalovacím frézováním dělicím způsobem. Metoda 2 je označována Oerlikon. Opět jde o výrobu ozubení frézováním ale tentokrát s plynulým odvalem. Nejedná se o dělicí způsob, kde se vyrábí postupně jeden zub po druhém. Metoda 3 (Klingelberg) je určena pro výrobu paloidních nebo cyklopaloidních ozubení. Způsob výroby je podobný, jako u metody Oerlikon. V praxi se nejčastěji používá v současnosti způsob výroby Gleason.

V této normě je uveden výpočet, pro který si musím zvolit, či vypočítat několik hodnot. Pro tyto hodnoty jsem předpokládal, že výpočet základních rozměrů hypoidního soukolí se provádí obdobně, jako u kuželového soukolí.



Obrázek 42 - Základní geometrie soukolí

Jako další podklad pro výpočet hypoidního soukolí jsem měl dispozici zprávu o kontrole hypoidního soukolí na navrženou převodovku pro tramvaj RT8. V této výpočtové zprávě se počítá s geometrickým výpočtem pro výrobu strojem od firmy Klingelberg. Vzhledem ke kompletnosti této zprávy volím pro následnou kontrolu navržené geometrie tuto metodu.

Počty zubů pastorku ( $z_1=7$ ) a talířového kola ( $z_2=48$ ) jsem stanovil již v kapitole 5.3.1.. U geometrických prvků, jako jsou modul a roztečné kružnice, je nutno rozlišovat hodnoty tečné, označené indexem t, a hodnoty normálové, měřené v řezech kolmých na průběh zubu či zubové mezery a označené indexem n.

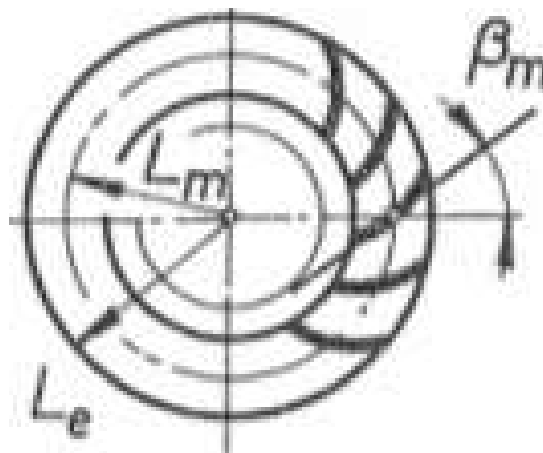
Dále je potřeba rozlišovat hodnoty měřené na středním poloměru označované indexem m a na obvodu označené indexem e.

Pro výpočet jsem si musel zvolit normálový modul ve středním průměru ozubení. Hodnotu modulu  $m_{nm}=5,5$  mm jsem zvolil podle zmíněné výpočtové zprávy. Pro zvolenou metodu Klingelberg se standardně vychází z několika parametrů. Úhel profilu  $\alpha_{nm}=20$  nebo  $17,5^\circ$ , úhel sklonu  $\beta_m$  se volí v rozsahu  $30-45^\circ$ . Tvar zakřivení zubů lze vidět na obrázku č. 41. Typickým tvarem věnce je tvar viz obr. 44 se stálou výškou zubu po celé jeho délce. Součinitel šířky ozubení  $\Psi_L \leq 0,35$ . Úhel os soukolí je dán konstrukcí pohonu a činí  $90^\circ$ . Roztečný úhel pastorku jsem zvolil  $11,5^\circ$ . Roztečný úhel talířového kola je pak zbytek z oněch  $90^\circ$ , tedy  $78,5^\circ$ .

Tabulka 13 - Zvolené vstupní hodnoty pro výpočet ozubení

Počet zubů pastorku	$z_1=$	7	[-]
---------------------	--------	---	-----

Počet zubů talířového kola	$z_2 =$	48	[-]
Normálový modul střední	$m_{nm} =$	5,5	[mm]
Normálový úhel profilu	$\alpha_{nm} =$	20	[°]
Úhel profilu pastorku střední	$\beta_{m1} =$	46	[°]
Úhel profilu tal. kola střední	$\beta_{m2} =$	30	[°]
Součinitel šířky ozubení	$\Psi_L =$	0,274	[-]
Součinitel výšky hlavy zuby	$h_a^* =$	1	[-]
Úhel os	$\Sigma =$	90	[°]
Roztečný úhel pastorku	$\delta_1 =$	11,5	[°]
Roztečný úhel talířového kola	$\delta_2 =$	78,5	[°]
Koeficient hlavové vřle	$c^* =$	0,25	[-]



Obrázek 43 - Geometrie zakřivení zubů

### Tečný modul na středním poloměru

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5\Psi_L) \cdot \cos \beta_{m2}} = \frac{5,5}{(1 - 0,5 \cdot 0,274) \cdot \cos 30^\circ} = 7,359 [mm] \quad (60)$$

Hlavním rozměrem, kterým se soukolí v mém případě řídí, je maximální průměr talířového kola. Tento průměr odpovídá hlavové kružnici, která musí být menší, než dvojnásobek maximálního dovoleného poloměru, stanoveného v rovnici 24. K určení tohoto rozměru je potřeba stanovit součinitele posunutí.



### Výškové posunutí

$$x = 2 \left( 1 - \frac{1}{i_p^2} \right) \sqrt{\frac{\cos(\beta_{m2})^3}{z_1}} = 2 \left( 1 - \frac{1}{6,857^2} \right) \sqrt{\frac{\cos(30^\circ)^3}{7}} = 0,596 \text{ [mm]} \quad (61)$$

Zvolil jsem soukolí typu V-N (vyrovnaná korekce) kde jsou výšková posunutí  $x=x_1=-x_2$  a posunutí v tečné rovině  $x_T=0$ .

### Průměr vnější roztečné kružnice talířového kola

$$\begin{aligned} d_{ae2} &= m_{te} [z_2 + 2(h_a^* + x) \cos \delta_2] \leq 2 \cdot r_{2max} \\ d_{ae2} &= 7,359 [48 + 2(1 + 0,596) \cos 78,5] \leq 2 \cdot 179 \\ d_{ae2} &= 357,918 \leq 358 \text{ [mm]} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \quad (62)$$

Tímto výpočtem jsem si ověřil použitelnost zvolených parametrů z rozměrového hlediska. K sestrojení ozubených kol budu potřebovat ještě několik rozměrů.

### Výška hlavy zubu

$$h_1 = h_2 = (2h_a^* + c^*)m_{nm} = (2 \cdot 1 + 0,25) \cdot 5,5 = 12,375 \text{ [mm]} \quad (63)$$

### Průměr vnější roztečné kružnice pastorku

$$\begin{aligned} d_{ae1} &= m_{te} [z_1 + 2(h_a^* + x) \cos \delta_1] = 7,359 [7 + 2(1 + 0,596) \cos 11,5] \\ d_{ae1} &= 74,536 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (64)$$

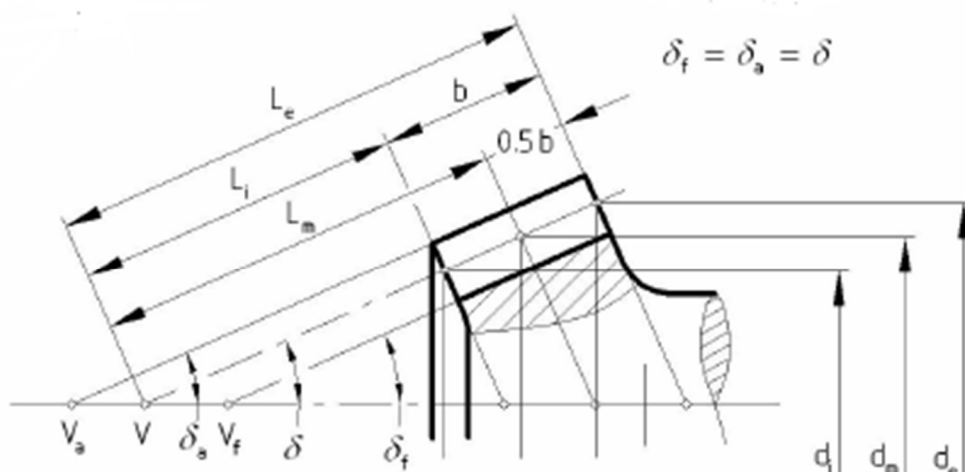
### Kuželová vzdálenost vnější

$$L_e = \frac{0,5 \cdot m_{nm} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{1 - 0,5\Psi_L} = \frac{0,5 \cdot 5,5 \cdot \sqrt{7^2 + 48^2}}{1 - 0,5 \cdot 0,274} = 154,572 \text{ [mm]} \quad (65)$$

Kvůli výpočtům v kontrole namáhání ozubení jsem zvolil šířku ozubení  $b=80$  mm. Nyní již jsem schopen sestrojít ozubení pastorku viz obr. 44. Poloměr střední roztečné kružnice jsem stanovil z podobnosti trojúhelníku. Tento rozměr budu potřebovat v pozdějších výpočtech.

### Poloměr střední roztečné kružnice pastorku

$$\begin{aligned} r_1 &= \frac{d_{m1}}{2} = (L_e - 0,5b) \frac{0,5d_{ae1}}{L_e} = (154,572 - 0,5 \cdot 80) \frac{0,5 \cdot 74,536}{154,572} \\ r_1 &= \frac{d_{m1}}{2} = 27,624 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (66)$$



Obrázek 44 - Tvar věnce pastorku

### Poloměr střední roztečné kružnice talířového kola

$$r_2 = \frac{d_{m2}}{2} = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_2 = 0,5 \cdot 7,359 \cdot 48 = 176,617 \text{ [mm]} \quad (67)$$

Charakteristický rozměr pro hypoidní soukolí je přesazení osy pastorku vůči ose talířového kola. Toto přesazení je dobře viditelné na obrázku č. 41. Norma ISO 23509 uvádí, že hodnota přesazení os, kvůli podélnému posuvu, nesmí překročit 25% vnějšího průměru talířového kola. Pro vysoká zatížení je to 12,5%. Provoz tramvajového pohonu považuji za vysoké zatížení a volím tedy 12,5%. O tuto hodnotu bude přesazený pastorek vůči talířovému kolu směrem dolů.

### Přesazení os

$$a_{hypmax} = 0,125 \cdot d_{ae2} = 0,125 \cdot 357,918 = 44,74 \Rightarrow \text{volím } 44 \text{ [mm]} \quad (68)$$

Nyní již jsem schopen soukolí zjednodušeně vymodelovat. Ozubení vymodelované podle těchto rozměrů splní účel v mé diplomové práci, a proto není potřeba ho detailněji počítat.

## 6.2 Kontrola soukolí

Na začátku kontroly ozubení soukolí musím stanovit materiály použité na pastorek a talířové kolo.

Tabulka 14 - Mechanické vlastnosti zvolených materiálů

Pastorek – 14 140			
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flimb1} =$	740	[MPa]



Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlimb1} =$	1288	[MPa]
Tvrдост na boku zubu	VHV <sub>1</sub> =	700	[MPa]
Talířové kolo - 12 051			
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{Flimb2} =$	500	[MPa]
Mez únavy v dotyku	$\sigma_{Hlimb2} =$	1140	[MPa]
Tvrдост na boku zubu	VHV <sub>2</sub> =	675	[MPa]

Jako nejvíce problematická se později v kontrole jeví únava v dotyku na pastorku. Napětí v místě dotyku lze snížit zvětšením průměru pastorku. Toho se docílí především zvýšením počtu zubů či zvětšením modulu. Změna modulu však vede ke zvětšení talířového kola, u kterého jsem omezen jeho maximálním dovoleným poloměrem stanoveným v rovnici 24. Změna počtu zubů by vedla ke změně převodového poměru a následně k nutnému přepočítání celé práce. Zmenšením převodového poměru by také nastal problém s dosažením požadované maximální rychlosti 70 km/h. Tento problém by se dal vyřešit změnou asynchronního motoru za synchronní. Synchronní motor nepotřebuje takový převodový poměr, protože dosahuje vyšších momentů při nižších otáčkách. Konstrukce synchronních motorů však vyžaduje větší zástavbový prostor a bylo by nutné tuto možnost ověřit v rámci celého vozu. Všechny tyto změny parametrů převodovky či pohonu vylučují, jelikož jedním z cílů bylo ověřit použitelnost hypoidní převodovky na současně používaný motor ve ŠT. Další možností řešení je zvýšení dovoleného napětí v dotyku volbou kvalitnějšího materiálu. Pro pastorek jsem zvolil nejkvalitnější materiál, jaký jsem našel<sup>[9]</sup>, 14 140 s chemicko-tepelnou úpravou nitrocementování a kalení. Použitím takto kvalitního materiálu, s touto povrchovou úpravou, bude stoupat celková cena převodovky. Z těchto důvodů bude lepší stanovit pro provoz tohoto pohonu určitá omezení. Pokud bychom omezili pohon maximálním dovoleným kroutícím momentem převodovky, kde by byl použit takto kvalitní materiál pastorku, došlo by ke změně trakčních charakteristik. U talířového kola mi vycházely bezpečnosti bez problémů i u levnějších a méně kvalitních materiálů. Zvolil jsem materiál 12 051 s povrchovým kalením po boku.

Výpočtový bod pro kontrolu namáhání ozubení je ve středu ozubení, čili na poloměru střední roztečné kružnice.

Takto navržená převodovka bude omezena maximálním dovoleným kroutícím momentem 676 Nm, který jsem stanovil iterační metodou dosazováním tak, aby mi vyšla bezpečnost v dotyku na pastorku rovna jedné. Toto je hraniční hodnota bezpečnosti, aby v ozubení nedocházelo k tzv. pittingu. Pitting je vydrolování materiálu v místě styku soukolí, kde se zhušťují molekuly materiálu a následně odpadají. Stanovenou hodnotou maximálního momentu bude omezen i celkový provoz vozidla



s tímto pohonem a vzniknou i jiné trakční charakteristiky. Tuto hodnotu momentu dle předchozích stavů překračuje pohon pouze při rozjezdu a brzdění do, resp. z, určité rychlosti. Hodnota kroutícího momentu může být v tomto úseku snížena regulací hodnoty zrychlení. Všechny předešlé navržené trakční charakteristiky jsou provedeny pro maximální sílu motoru, kterou jsem omezil maximálním dovoleným zrychlením vozu  $1,8 \text{ m/s}^2$ . Pokud bych zvolil nižší hodnotu jako maximální dovolené zrychlení, snížil bych tím i na daném úseku kroutící moment. V úvodu návrhu jsem zvolil jako extrémní hodnotu redukované stoupání 80‰. Trakční ekvivalentní moment potřebný k provozu v tomto redukovaném stoupání je sice o něco menší, než maximální dovolený moment převodovky, ale v případě jízdy za těchto omezení by vozidlo mělo příliš malé zrychlení ( $0,45 \text{ m/s}$ ). S takto malým zrychlením by vozidlo bylo v běžném provozu nepoužitelné. K provozu v takovémto stoupání, u takto navrženého konceptu vozidla, doporučuji použít dvoustupňovou kuželocelní převodovku.

V následujících výpočtech budu uvažovat s maximálním redukovaným stoupáním 40‰, pro které již mám spočítané všechny potřebné hodnoty zatížení soukolí. Stoupání 80‰ jsem prohlásil za nereálné pro tento koncept vozidla. Z tohoto důvodu jsem přepočítal průměrné ekvivalentní hodnoty zatížení zmíněné v tabulce č. 12.

Tabulka 15 – Konečné průměrné ekv. hodnoty veličin pro výpočet převodovky

Průměrný ekvivalentní výkon	$P_{ekv} =$	148	[kW]
Průměrné ekvivalentní otáčky	$n_{Mekv} =$	3167	[ot/min]
Průměrný ekvivalentní moment	$M_{ekv} =$	443	[Nm]

Pro výpočet napětí jsem potřeboval zvolit určité koeficienty. Volil jsem je dle dostupné výpočtové zprávy pro hypoidní převodovku na tramvaj RT8<sup>[6]</sup>.

Tabulka 16 - Zvolené koeficienty

Součinitel pružnosti	$Z_E =$	189,9	[-]
Součinitel tvaru	$Z_H =$	2	[-]
Součinitel vlivu záběru	$Z =$	0,911	[-]
Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A =$	1,5	[-]
Součinitel vnitřních dynamických sil	$K_H =$	1,35	[-]
Součinitel zátěže	$K_F =$	1,35	[-]
Součinitel zátěže v ohybu	$K_{FV} =$	1,2	[-]
Součinitel tvaru a koncentrace	$Y_{FS} =$	2,285	[-]

Následovat bude ukázka výpočtů kontroly napětí, kterou jsem provedl a díky které jsem určil maximální dovolený moment přenositelný převodovkou.



## 6.2.1 Bezpečnost v dotyku

### Obvodová síla na střední roztečné kružnici pastorku

$$F_{o1pmax} = \frac{1\,000 \cdot M_{pmax}}{r_1} = \frac{1\,000 \cdot 676}{27,624} = 24\,471,5 \text{ N} \quad (69)$$

Pro stanovení dovoleného napětí v dotyku jsem si potřeboval zvolit hodnotu bezpečnosti. Hodnotu bezpečnosti jsem zvolil  $S_{Hmin}=1$ , protože jsem hledal maximální dovolený kroutící moment, který je schopno soukolí trvale přenášet v tomto materiálovém provedení. Následnou iterační metodou jsem stanovil již zmíněný maximální dovolený moment  $M_{pmax}=676$  Nm. Pro hodnotu ekvivalentního momentu budou tyto výpočty stejné a výsledky tedy uvedu v tabulce 443.

### Dovolené napětí v dotyku na střední roztečné kružnici pastorku

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_{Hmin1}} = \frac{1\,288}{1} = 1\,288 \text{ [MPa]} \quad (70)$$

Pro stanovení napětí v ozubení budu potřebovat vědět počty virtuálních zubů pastorku a talířového kola. Následně pak virtuální převodový poměr.

### Virtuální počet zubů pastorku

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1) \cos(\beta_{m1})^3} = \frac{7}{\cos(11,5^\circ) \cos(30^\circ)^3} = 11 \text{ [-]} \quad (71)$$

### Virtuální počet zubů talířového kola

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2) \cos(\beta_{m2})^3} = \frac{48}{\cos(78,5^\circ) \cos(46,5^\circ)^3} = 738,16 \text{ [-]} \quad (72)$$

### Virtuální převodový poměr

$$i_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{738,16}{11} = 67,12 \text{ [-]} \quad (73)$$

### Napětí v dotyku na střední roztečné kružnici pastorku

$$\sigma_{HO1} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z \cdot \sqrt{\frac{F_{o1pmax}}{b \cdot 2r_1} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v}} \quad (74)$$
$$\sigma_{HO1} = 189,8 \cdot 2 \cdot 0,911 \cdot \sqrt{\frac{24\,471,5}{80 \cdot 2 \cdot 27,624} \cdot \frac{67,12 + 1}{67,12}} = 819,76 \text{ [MPa]}$$



### Maximální napětí v dotyku na střední roztečné kružnici pastorku

$$\sigma_{Hmax1} = \sqrt{K_A \cdot K_H \cdot 1,2} \cdot \sigma_{HO1} = \sqrt{1,5 \cdot 1,35 \cdot 1,2} \cdot 825,7 = 1\,277,88 \text{ [MPa]} \quad (75)$$

### Podmínka únosnosti

$$\begin{aligned} \sigma_{Hmax1} &\leq \sigma_{HP1} \\ 1\,277,88 &\leq 1\,288 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \quad (76)$$

### Moment působící na talířové kolo

$$M_{tkmax2} = M_{pmax} \cdot i_p \cdot \eta_{př} = 676 \cdot 6,857 \cdot 0,98 = 4\,543 \text{ [Nm]} \quad (77)$$

### Obvodová síla na střední roztečné kružnici talířového kola

$$F_{o2pmax} = F_{o1pmax} = 24\,471,5 \text{ [N]} \quad (78)$$

### Dovolené napětí v dotyku na střední roztečné kružnici talířového kola

Iteračním způsobem jsem stanovil hranici bezpečnosti v dotyku pro talířové kolo  $S_{Hmin2}=2,25$ .

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_{Hmin2}} = \frac{1\,140}{2,25} = 507 \text{ [MPa]} \quad (79)$$

### Napětí v dotyku na střední roztečné kružnici talířového kola

$$\sigma_{HO2} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z \cdot \sqrt{\frac{F_{o2pmax}}{b \cdot 2r_2} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v}} \quad (80)$$

$$\sigma_{HO2} = 189,8 \cdot 2 \cdot 0,911 \cdot \sqrt{\frac{24\,471,5}{80 \cdot 2 \cdot 176,617} \cdot \frac{67,12 + 1}{67,12}} = 324 \text{ [MPa]}$$

### Napětí v dotyku na střední roztečné kružnici talířového kola

$$\sigma_{Hmax2} = \sqrt{K_A \cdot K_H \cdot 1,2} \cdot \sigma_{HO2} = \sqrt{1,5 \cdot 1,35 \cdot 1,2} \cdot 324 = 505 \text{ [MPa]} \quad (81)$$

### Napětí v dotyku na střední roztečné kružnici talířového kola

$$\begin{aligned} \sigma_{Hmax2} &\leq \sigma_{HP1} \\ 505 &\leq 507 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \quad (82)$$

## 6.2.2 Trvalá deformace povrchu

Trakční motor je schopen dosáhnout maximálního kroutícího momentu  $M_{mmax}=1\,060,6$  Nm. Tento moment odpovídá cca 7120 Nm na výstupním hřídeli. Výstupní spojka je

však navržena na maximální rázový moment 16 181 Nm. Při průjezdu například srdcovkou nebo výhybkou dojde k rázové změně úhlové rychlosti kola. To způsobí rázový moment odpovídající tomuto maximálnímu momentu. Stejný moment pak bude působit na výstupní spojku převodovky a tedy i talířové kolo soukolí. Tato hodnota skluzového momentu odpovídá součiniteli adheze cca 0,5 při obsazenosti 8 os/m<sup>2</sup>.

Tato kontrola ověřuje, zda dojde k ulomení zubu při rázovém zatížení tímto momentem, pokud by došlo například k poruše řízení motoru a rázově by zatížil převodovku svým maximálním momentem.

### Maximální rázová obvodová síla na střední roztečné kružnici pastorku

$$F_{o1max} = \frac{1\,000 \cdot M_{2max} \cdot \eta_{př}}{r_1 \cdot i_p} = \frac{1\,000 \cdot 16\,181 \cdot 0,98}{27,624 \cdot 6,857} = 83\,716 \text{ [N]} \quad (83)$$

### Napětí způsobené rázovým skluzovým momentem na pastorek

$$\sigma_{HRmax1} = \sigma_{HO1} \sqrt{\frac{F_{o1max} \cdot K_A \cdot K_H \cdot 1,2}{F_{o1pma}}} = 825,7 \sqrt{\frac{83\,716 \cdot 1,5 \cdot 1,35 \cdot 1,2}{24\,471,5}} \quad (84)$$
$$\sigma_{HRmax} = 2\,364 \text{ [MPa]}$$

### Maximální dovolené rázové napětí na pastorku

$$\sigma_{HPmax1} = 4 \cdot VHV_1 = 4 \cdot 700 = 2\,800 \text{ [MPa]} \quad (85)$$

### Podmínka únosnosti rázového napětí na pastorku

$$\sigma_{HRmax1} \leq \sigma_{HPmax1} \quad (86)$$
$$2\,364 \leq 2\,800 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

### Bezpečnost proti vzniku trvalé deformace povrchu u pastorku

$$S_{P1} = \frac{\sigma_{HRmax1}}{\sigma_{HPmax1}} = \frac{2\,800}{2\,364} = 1,2 \quad (87)$$

### Maximální rázová obvodová síla na střední roztečné kružnici talířového kola

$$F_{o2pmax} = F_{o1pmax} = 24\,471,5 \text{ [N]} \quad (88)$$

### Napětí způsobené rázovým zatížením max. momentem motoru na talířové kolo

$$\sigma_{HRmax2} = \sigma_{HO2} \sqrt{\frac{F_{o2max} \cdot K_A \cdot K_H \cdot 1,2}{F_{o2pmax}}} = 324 \sqrt{\frac{83\,716 \cdot 1,5 \cdot 1,35 \cdot 1,2}{24\,471,5}} \quad (89)$$



$$\sigma_{HRmax1} = 934 [MPa]$$

### Maximální dovolené rázové napětí na talířovém kole

$$\sigma_{HPmax2} = 4 \cdot VHV_2 = 4 \cdot 675 = 2\,700 [MPa] \quad (90)$$

### Podmínka únosnosti rázového napětí na talířovém kole

$$\begin{aligned} \sigma_{HRmax2} &\leq \sigma_{HPmax2} \\ 934 &\leq 2\,700 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \quad (91)$$

### Bezpečnost proti vzniku trvalé deformace povrchu u talířového kola

$$S_{P2} = \frac{\sigma_{HRmax2}}{\sigma_{HPmax2}} = \frac{2\,700}{934} = 2,9 \quad (92)$$

## 6.2.3 Únava v ohybu

### Koeficient ohybového napětí

$$K_o = K_A \cdot K_F \cdot K_{FV} = 1,5 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 2,43 [-] \quad (93)$$

### Napětí v ohybu na pastorku

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{o1pmax}}{b \cdot m_{nm}} \cdot K_o \cdot Y_{FS} = \frac{24\,471,7}{80 \cdot 5,5} \cdot 2,43 \cdot 2,285 = 309 [MPa] \quad (94)$$

### Dovolené napětí v dotyku na střední roztečné kružnici pastorku

Iteračním způsobem jsem stanovil hranici bezpečnosti v ohybu pro pastorek  $S_{Fmin1}=2,4$ .

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin1}} = \frac{740}{2,4} = 309 [MPa] \quad (95)$$

### Podmínka únosnosti ohybového napětí na pastorku

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &\leq \sigma_{FP1} \\ 309 &\leq 309 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \quad (96)$$

### Napětí v ohybu na talířovém kole

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{o2pmax}}{b \cdot m_{nm}} \cdot K_o \cdot Y_{FS} = \frac{24\,471,7}{80 \cdot 5,5} \cdot 2,43 \cdot 2,285 = 309 [MPa] \quad (97)$$



### Dovolené napětí v dotyku na střední roztečné kružnici talířového kola

Iteračním způsobem jsem stanovil hranici bezpečnosti v ohybu pro pastorek  $S_{Fmin2}=1,75$ .

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{Fmin2}} = \frac{550}{1,75} = 31 [MPa] \quad (98)$$

### Podmínka únosnosti ohybového napětí na talířovém kole

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &\leq \sigma_{FP2} \\ 309 &\leq 314 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \quad (99)$$

## 6.2.4 Vznik trhlin v oblasti paty zubu

### Maximální napětí v patě zubu na pastorku

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \frac{F_{o1max}}{F_{o1pmax}} = 309 \cdot \frac{83\,716}{24\,471,7} = 1\,056 [MPa] \quad (100)$$

### Maximální dovolené napětí v patě zubu na pastorku

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{FLimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 740 = 1\,480 [MPa] \quad (101)$$

### Podmínka únosnosti napětí v patě zubu na pastorku

$$\begin{aligned} \sigma_{Fmax1} &\leq \sigma_{FPmax1} \\ 1\,056 &\leq 1\,480 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \quad (102)$$

### Bezpečnost proti vzniku trhlin v patě pastorku

$$\frac{\sigma_{FPmax1}}{\sigma_{Fmax1}} = \frac{1480}{1056} = 1,4 [-] \quad (103)$$

### Maximální napětí v patě zubu na talířovém kole

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot \frac{F_{o2max}}{F_{o2pmax}} = 309 \cdot \frac{83\,716}{24\,417,5} = 1\,056 [MPa] \quad (104)$$

### Maximální dovolené napětí v patě zubu na talířovém kole

$$\sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{FLimb2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 550 = 1\,100 [MPa] \quad (105)$$

### Podmínka únosnosti napětí v patě zubu na talířovém kole

$$\begin{aligned} \sigma_{Fmax2} &\leq \sigma_{FPmax2} \\ 1\,056 &\leq 1\,100 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \quad (106)$$

## Bezpečnost proti vzniku trhlin v patě zubu talířového kola

$$\frac{\sigma_{FPmax2}}{\sigma_{Fmax2}} = \frac{1\,100}{1056} = 1,04 \text{ [-]} \quad (107)$$

Tento výpočet je proveden pro maximální možné zatížení převodovky stanovené na maximální vstupní moment 676 Nm, resp. pro maximální skluzový (výstupní) moment 16 181 Nm. Pro hodnotu ekvivalentního momentu spočítaného z jízdních cyklů je výpočet stejný a není proto potřeba ho zde znovu opakovat. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v následující tabulce. Při výpočtu jsem zanechal navržené materiály z předchozích výpočtů. Ekvivalentní moment je nižší, než maximální dovolený moment převodovky, tudíž budou jednotlivé bezpečnosti příznivější.

Tabulka 17 - Bezpečnosti ozubení pro ekvivalentní moment

Ekvivalentní moment	$M_{ekv} =$	443	[Nm]
Ekvivalentní obvodová síla	$F_{01ekv} = F_{02ekv} =$	16 037	[N]
V dotyku pastorku	$S_{Hmin1} =$	1,25	[-]
Bezpečnost v dotyku tal. kola	$S_{Hmin2} =$	1,24	[-]
Proti deformaci povrchu u pastorku	$S_{P1} =$	1,2	[-]
Proti deformaci povrchu u tal. kola	$S_{P2} =$	2,9	[-]
Bezpečnost v ohybu pastorku	$S_{Fmin1} =$	1,5	[-]
Bezpečnost v ohybu tal. kola	$S_{Fmin2} =$	1,6	[-]
Proti vzniku trhlin v patě pastorku	$S_{T1} =$	1,4	[-]
Proti vzniku trhlin v patě tal. kola	$S_{T2} =$	1,04	[-]

Bezpečnosti při zatížení ekvivalentním momentem vycházejí dle předpokladů větší, než 1, a lze tedy prohlásit, že převodovka tomuto provozu vyhovuje. Omezení převodovky na kroutící moment 676 Nm však způsobuje malá zrychlení a zpomalení vozu. Pomocí programu, viz příloha 6, jsem hodnotu zrychlení a zpomalení do rychlosti 35 km/h stanovil na hodnotu 1,14 m/s<sup>2</sup> při jízdě v městském provozu s redukováným stoupáním 40‰, obsazenosti 4 os/m<sup>2</sup> a použití převodovky se zmíněným momentovým omezením. Se stejnými podmínkami ale jízdou po rovině je pak hodnota zrychlení a zpomalení 1,24 m/s<sup>2</sup>. Vozidlo s takto malým zrychlením, resp. zpomalením, je pro běžný provoz nevyhovující. S těmito parametry by bylo vozidlo pro dopravní podniky nezajímavé a tedy i neprodejně.

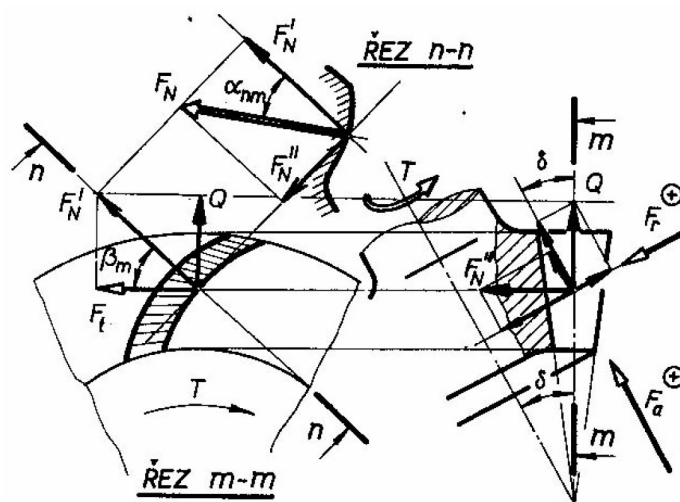
V reálném provozu předpokládám, že se bude vozidlo častěji rozjíždět a brzdit. Skutečný ekvivalentní moment tak bude vyšší, než mnou vypočítaný.

Vozidlo FC33 je navrženo pro 2/3 trakci, tzn. dva ze tří podvozků jsou trakční. Aby vozidlo dosahovalo vyšších zrychlení, resp. zpomalení, při použití takto navržené převodovky, musel by se upravit koncept na vozidlo s plnou trakcí (všemi podvozky trakčními). Zde by ovšem nastal problém s nápravovým zatížením u prostředního podvozku. Když připočítám 1,5 t hmotnosti pro další trakční výbavu na střeše vozidla a v podvozku, došlo by nejspíš k překročení maximálního dovoleného nápravového zatížení při obsazenosti 8 os/m<sup>2</sup>. Toto případné řešení by bylo potřeba ověřit přepočítáním hmotnostní bilance.

Pro další výpočty a návrhy budu pokračovat s ekvivalentními hodnotami a silou z tabulky 17.

### 6.3 Silové poměry v ozubení

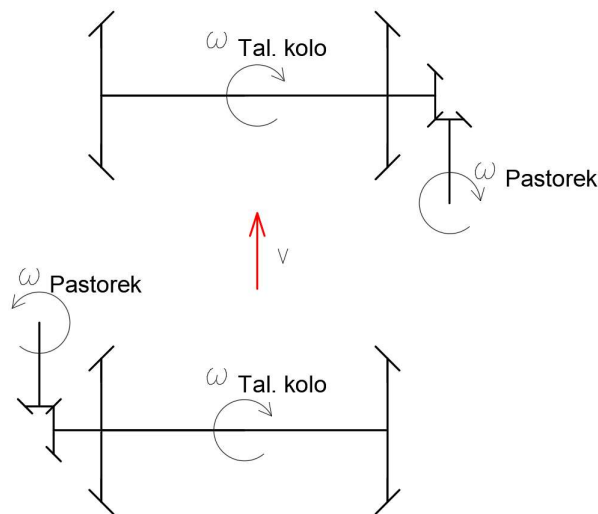
Pro určení silových poměrů v ozubení jsem postupoval podle již zmíněné výpočtové zprávy převodovky pro tramvaj RT8 [6]. Tyto vzorce vycházejí z geometrie ozubení, která je na obrázku 45.



Obrázek 45 - Geometrie rozkladu sil na pastorku [10]

Převodovku jsem navrhl tak, aby byla pro obě strany podvozku stejná. Při shodnosti obou převodovek však dochází k jinému směru otáčení pastorku viz obr. 46. Pro správné navržení ložisek je tak potřeba určit síly pro pravý a levý smysl otáčení rotoru motoru. Vzhledem ke geometrii zakřivených zubů se budou hodnoty sil při rozdílném otáčení rotoru lišit. Tečnou sílu v ozubení pro pravý smysl otáčení jsem již stanovil v předchozí kapitole ( $F_{t1}=F_{oekv1}=F_{t2}$ ). Pro levý smysl otáčení bude tečná síla pouze opačného směru.





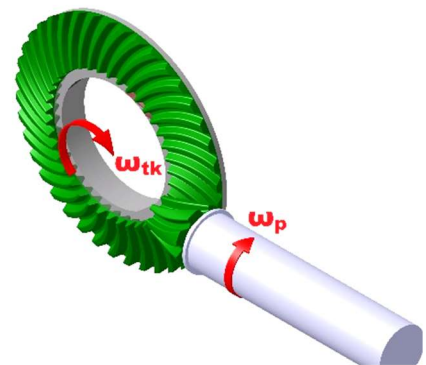
Obrázek 46 - Kinematické schéma pojezdu

### 6.3.1 Silové poměry v ozubení pastorku

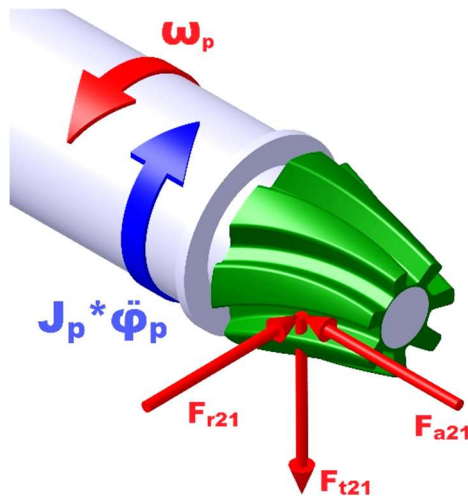
Hodnoty sil vznikajících v ozubení jsou vypočteny z průměrného ekvivalentního momentu uvedeného v tabulce 15. Hodnoty těchto sil při maximálním uvažovaném ekvivalentním momentu (509 Nm, viz tabulka 11), jsou pak uvedeny v tabulce 18 na konci kapitoly. Výpočty jsou shodné a není tedy potřeba je separátně rozepisovat.

#### 6.3.1.1 Pravý smysl otáčení

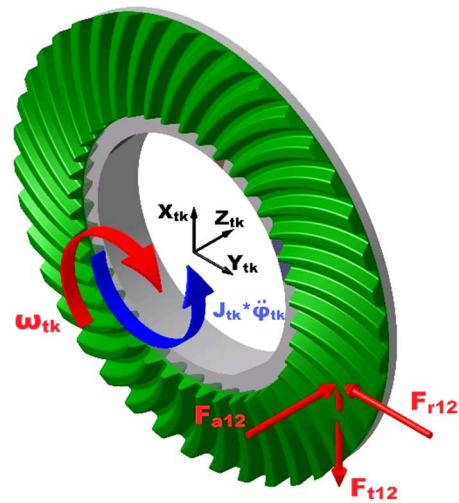
Pro pravý smysl otáčení pastorku se síly rozkládají dle obrázku 48. Pastorek i talířové kolo mají své vlastní souřadné systémy. Pastorek je samostatně zobrazen pootočený oproti skutečné poloze tak, aby byl dobře vidět bod styku ozubení a také působiště sil. Směr otáčení pastorku a talířového kola je vyznačen červenou šipkou. Modře jsou pak vyznačeny setrvačné pohyby potřebné v kapitole 11. Pro levý smysl otáčení budou síly opačně orientované.



Obrázek 47 - Hypoidní soukolí



Obrázek 48 - Rozklad sil na pastorku



Obrázek 49 - Rozklad sil na talířovém kole

### Axiální síla v ozubení působící na pastorek

$$F_{a21} = F_{t2} \left( \tan(\alpha_n) \frac{\sin(\delta_1)}{\cos(\beta_{m1})} + \tan(\beta_{m1}) \cos(\delta_1) \right) \quad (108)$$

$$F_{a21} = 16\,037 \left( \tan(20^\circ) \frac{\sin(11,5^\circ)}{\cos(46,5^\circ)} + \tan(46,5^\circ) \cos(11,5^\circ) \right) = 18\,251 \text{ [N]}$$

### Radiální síla v ozubení působící na pastorek

$$F_{r21} = F_{t2} \left( \tan(\alpha_n) \frac{\cos(\delta_1)}{\cos(\beta_{m1})} - \tan(\beta_{m1}) \sin(\delta_1) \right) \quad (109)$$

$$F_{r21} = 16\,037 \left( \tan(20^\circ) \frac{\cos(11,5^\circ)}{\cos(46,5^\circ)} - \tan(46,5^\circ) \sin(11,5^\circ) \right) = 4\,940 \text{ [N]}$$

### Axiální síla v ozubení působící na talířovém kole

$$F_{a12} = F_{t12} \left( \tan(\alpha_n) \frac{\cos(\delta_2)}{\cos(\beta_{m2})} - \tan(\beta_{m2}) \sin(\delta_2) \right) \quad (110)$$

$$F_{a12} = 16\,037 \left( \tan(20^\circ) \frac{\cos(78,5^\circ)}{\cos(30^\circ)} - \tan(30^\circ) \sin(78,5^\circ) \right) = -7\,729 \text{ [N]}$$

### Radiální síla v ozubení působící na talířovém kole

$$F_{r12} = F_{t12} \left( \tan(\alpha_n) \frac{\sin(\delta_2)}{\cos(\beta_{m2})} + \tan(\beta_{m2}) \cos(\delta_2) \right) \quad (111)$$

$$F_{r12} = 16\,037 \left( \tan(20^\circ) \frac{\sin(78,5^\circ)}{\cos(30^\circ)} + \tan(30^\circ) \cos(78,5^\circ) \right) = 4\,759 [N]$$

### 6.3.1.2 Levý smysl otáčení

#### Axiální síla v ozubení působící na pastorek

$$F_{a2} = -F_{t21} \left( \tan(\alpha_n) \frac{\cos(\delta_1)}{\cos(\beta_{m1})} - \tan(\beta_{m1}) \sin(\delta_1) \right)$$
$$F_{a21} = -16\,036 \left( \tan(20^\circ) \frac{\cos(11,5^\circ)}{\cos(46,5^\circ)} - \tan(46,5^\circ) \sin(11,5^\circ) \right) \quad (112)$$
$$F_{a1} = -4\,940 [N]$$

#### Radiální síla v ozubení působící na pastorek

$$F_{r21} = -F_{t21} \left( \tan(\alpha_n) \frac{\sin(\delta_1)}{\cos(\beta_{m1})} + \tan(\beta_{m1}) \cos(\delta_1) \right)$$
$$F_{r21} = -16\,036 \left( \tan(20^\circ) \frac{\sin(11,5^\circ)}{\cos(46,5^\circ)} + \tan(46,5^\circ) \cos(11,5^\circ) \right) \quad (113)$$
$$F_{r1} = -18\,250 [N]$$

#### Axiální síla v ozubení působící na talířové kole

$$F_{a12} = -F_{t12} \left( \tan(\alpha_n) \frac{\sin(\delta_2)}{\cos(\beta_{m2})} + \tan(\beta_{m2}) \cos(\delta_2) \right) \quad (114)$$
$$F_{a12} = -16\,036 \left( \tan(20^\circ) \frac{\sin(78,5^\circ)}{\cos(30^\circ)} + \tan(30^\circ) \cos(78,5^\circ) \right) = -4\,759 [N]$$

#### Radiální síla v ozubení působící na talířové kole

$$F_{r12} = -F_{t1} \left( \tan(\alpha_n) \frac{\cos(\delta_2)}{\cos(\beta_{m2})} - \tan(\beta_{m2}) \sin(\delta_2) \right) \quad (115)$$
$$F_{r12} = -16\,036 \left( \tan(20^\circ) \frac{\cos(78,5^\circ)}{\cos(30^\circ)} - \tan(30^\circ) \sin(78,5^\circ) \right) = 7\,729 [N]$$

Pro následující návrh ložisek využijí mimo sil z průměrného ekvivalentního momentu také síly z maximálního ekvivalentního momentu. Výpočet vyobrazím pro hodnoty z následující tabulky 18. Pro hodnoty průměrného ekvivalentního momentu vyobrazím výsledky pouze v tabulce.



Tabulka 18 - Síly v ozubení při max. ekv. momentu 509 Nm

Pravý smysl otáčení			
Tečná síla pastorku	$F_{t21} =$	18 426	[N]
Axiální síla pastorku	$F_{a21} =$	20 970	[N]
Radiální síla pastorku	$F_{r21} =$	5 676	[N]
Tečná síla talířového kola	$F_{t12} =$	18 426	[N]
Axiální síla talířového kola	$F_{a12} =$	-8 881	[N]
Radiální síla talířového kola	$F_{r12} =$	5 468	[N]
Levý smysl otáčení			
Tečná síla pastorku	$F_{t21} =$	-18 426	[N]
Axiální síla pastorku	$F_{a21} =$	-5 676	[N]
Radiální síla pastorku	$F_{r21} =$	-20 970	[N]
Tečná síla talířového kola	$F_{t12} =$	-18 426	[N]
Axiální síla talířového kola	$F_{a12} =$	5 468	[N]
Radiální síla talířového kola	$F_{r12} =$	8 881	[N]



## 7 Návrh ložisek hypoidní převodovky

Pro výpočet ložisek jsem do schémat kreslil síly vzniklé v ozubení s orientací podle předchozích předpokladů. Hodnoty sil jsem pak do výpočtu dosazoval jako absolutní hodnoty. Vzhledem k rozdílným velikostem i směrům působení sil z ozubení při rozdílném smyslu otáčení, je potřeba počítat ložiska na obě varianty otáčení.

### 7.1 Uložení pastorku

Problematické u pastorku jsou také prostorová omezení. Vzhledem k navrženému ozubení není možné uložit pastorek jinak, než letmo. Letmo uložený pastorek znamená, že ozubení pastorku je předsunuté před ložiskové uložení hřídele. V mém případě se bude ozubení pastorku a hřídel skládat z jednoho kusu. Dalším problémem je maximální možný vnější průměr ložisek. Tuto hodnotu jsem určil jako 170 mm.

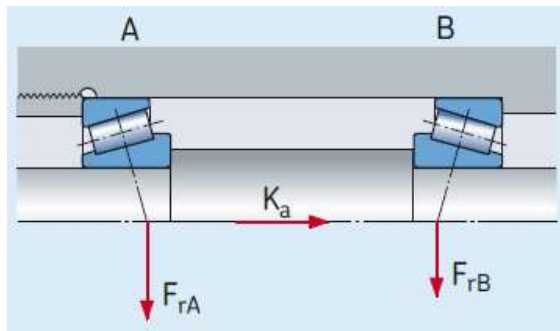
Stanovení reakcí v podporách na síly z ozubení se zakřivenými zuby se musí provádět ve dvou rovinách. První rovinou je rovina X-Z, kde lze vidět tečné síly. Druhou je rovina Y-Z pro síly axiální a radiální. Vzhledem k vypočteným silám vznikajícím v ozubení, musím navrhnout uložení, které bude zachycovat radiální i axiální síly.

Trakční motor, použitý v této diplomové práci, je jedno-ložiskový. K zatížení pastorku je tak potřeba připočítat hmotnosti způsobené propojením s motorem. V radiálním směru je třeba uvažovat sílu o velikosti  $F_{MR}=460$  N. V axiálním směru pak  $F_{MA}=190$  N.

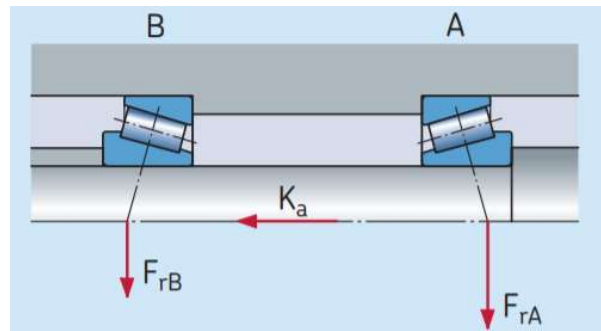
Základním požadavkem na životnost ložisek v nápravové převodovce u tramvajových vozů je, aby vydržely ideálně 1,5 milionu vozem ujetých kilometrů. Při konzultaci ve ŠT mi bylo sděleno, že reálná hodnota kilometrové životnosti ložisek je  $750\,000 \pm 50\,000$  km. Při této hodnotě dochází k rozebrání celého podvozku a výměně pryžových prvků. Při této příležitosti se mění také ložiska převodovky. Budu tedy kilometrovou životnost posuzovat podle hodnoty 800 000 km.

#### 7.1.1 Dvě kuželíková ložiska

Jako první logicky zvolenou variantu volím uložení pomocí dvou kuželíkových ložisek. Jako výhodné uložení z hlediska jednoduché montáže se jeví uložení těchto ložisek do tzv. X viz obrázek 50. U takto uložených ložisek se dá snadněji seřizovat jejich předpětí např. vkládáním podložek pod víčko tlačící na vnější kroužek ložiska. Toto víčko se následně přitahuje ke skříni převodovky pomocí šroubů. V mém případě však volím uložení do „O“, protože se pak pastorek lépe ustavuje do záběru s talířovým kolem. Rozdíl v těchto typech uložení kuželíkových ložisek spočívá také v tom, které ložisko zachytává axiální síly. Při působení axiálních sil z určité strany je zachytává vždy ložisko, které je natočeno vnějším kroužkem po směru působení této síly.

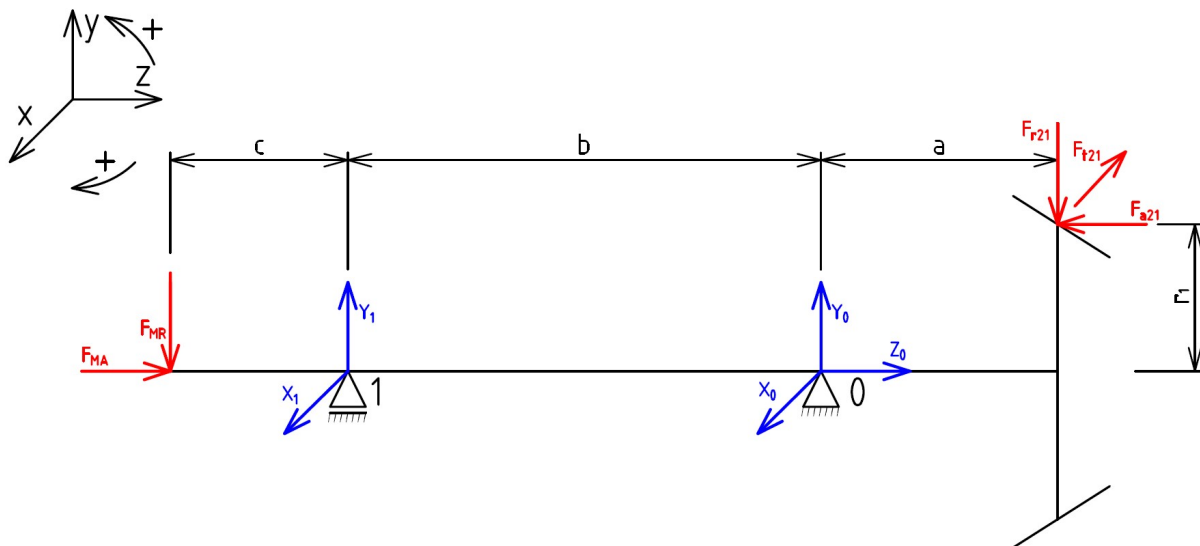


Obrázek 50 - Uložení kuželíkových ložisek do "X"



Obrázek 51 - Uložení ložisek do "O"

### 7.1.1.1 Právý smysl otáčení



Obrázek 52 - Schéma zatížení pastorku

### Rovnice rovnováhy

$$-F_{t21} + X_0 + X_1 = 0 \quad (116)$$

$$X_1 \cdot b - F_{t21} \cdot a = 0 \quad (117)$$

$$Y_1 + Y_0 - F_{r21} - F_{MR} = 0 \quad (118)$$

$$Z_0 + F_{MA} - F_{a21} = 0 \quad (119)$$

$$F_{MR} \cdot (c + b) - Y_1 \cdot b + F_{a21} \cdot r_1 - F_{r21} \cdot a = 0 \quad (120)$$

Nyní už mám pět rovnic o pěti neznámých, a tak jsem schopen jednoduchým vyjádřením určit jednotlivé reakce. Při výpočtu jsem postupoval iteračním způsobem, kdy jsem měnil vzdálenosti  $a$ ,  $b$  a  $c$  tak, aby vycházeli reakce v podporách co možná nejmenší. Uvedu zde ukázkový výpočet pro zvolené hodnoty vzdáleností viz tabulka č. 19.



Tabulka 19 - Zvolené hodnoty vzdáleností uložení

Vzdálenosti	a=	80	[mm]
	b=	235	[mm]
	c=	150	[mm]

### Vyjádření jednotlivých reakcí

$$X_1 = \frac{F_{t21} \cdot a}{b} = \frac{18\,426 \cdot 80}{235} = 6\,273 [N] \quad (121)$$

$$X_0 = F_{t21} - X_1 = 18\,426 - 6\,273 = 12\,153 [N] \quad (122)$$

$$Y_1 = \frac{F_{a21} \cdot r_1 - F_{r21} \cdot a + F_{MR} \cdot (b + c)}{b} \quad (123)$$

$$Y_1 = \frac{20\,970 \cdot 27,624 - 5\,676 \cdot 80 + 460 \cdot (235 + 150)}{235} = 1\,286 [N]$$

$$Y_0 = F_{r21} + F_{MR} - Y_1 = 5\,676 + 460 - 1\,286 = 4\,850 [N] \quad (124)$$

$$Z_0 = -F_{MA} + F_{a21} = -190 + 20\,970 = 20\,780 [N] \quad (125)$$

Pro výpočet ložisek je potřeba stanovit radiální a axiální síly působící v podporách.

### Radiální reakce v podpoře 0

$$F_{R0} = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} = \sqrt{12\,153^2 + 4\,850^2} = 13\,085 [N] \quad (126)$$

### Axiální reakce v podpoře 0

$$F_{A0} = Z_0 = 20\,780 [N] \quad (127)$$

### Radiální reakce v podpoře 1

$$F_{R1} = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2} = \sqrt{6\,273^2 + 1\,286^2} = 6\,403 [N] \quad (128)$$

### Axiální reakce v podpoře 1

$$F_{A1} = 0 \quad (129)$$

Axiální síly v kuželíkových ložiskách nejsou shodné. Jednotlivé axiální síly se počítají při tomto směru zatěžující axiální síly dle rovnic 131 resp. 132. Pro jejich stanovení je také potřeba zvolit použitá ložiska. Pro toto uložení pastorku jsem zvolil nejkvalitnější dostupná kuželíková ložiska z katalogu SKF s ohledem na maximální průměr 170 mm.



V tabulce s hodnotami zvoleného ložiska jsou uvedeny pouze hodnoty potřebné pro jeho výpočet. Pro obě podpory volím zatím stejné ložisko.

Tabulka 20 - Výpočtové hodnoty ložisek

Kuželíkové ložisko 32316			
Základní dynamická únosnost	C=	465	[kN]
Výpočtový součinitel	e=	0,35	[-]
Výpočtový součinitel	Y=	1,7	[-]

### Celková axiální síla působící na ložisko 1

$$F_{A1C} = \frac{0,5 \cdot F_{R1}}{Y} = \frac{0,5 \cdot 6\,403}{1,7} = 1\,883 \text{ [N]} \quad (130)$$

### Celková axiální síla působící na ložisko 0

$$F_{A0C} = F_{A0} + F_{A1C} = 20\,780 + 1\,883 = 22\,663 \text{ [N]} \quad (131)$$

Pro určení výpočtu výsledné dynamické zatěžovací síly je potřeba spočítat poměry axiálních a radiálních sil. Tyto hodnoty pak po porovnání s výpočtovým součinitelem ložiska  $e$  určují, jakým způsobem se tato síla bude počítat.

### Typy výpočtu dynamické zatěžovací síly

$$\frac{F_A}{F_R} \leq e \rightarrow P = F_R \quad (132)$$

$$\frac{F_A}{F_R} > e \rightarrow P = 0,4 \cdot F_R + Y \cdot F_A \quad (133)$$

### Poměr radiální a axiální síly v ložisku 0

$$\frac{F_{A0C}}{F_{R0}} = \frac{22\,663}{13\,085} = 1,73 \text{ [-]} \quad (134)$$

### Poměr radiální a axiální síly v ložisku 1

$$\frac{F_{A1C}}{F_{R1}} = \frac{1\,883}{6\,403} = 0,29 \text{ [-]} \quad (135)$$

### Dynamická síla ložiska 0

$$P_0 = 0,4 \cdot F_{R0} + Y \cdot F_{A0C} = 0,4 \cdot 13\,085 + 1,7 \cdot 22\,663 = 43\,761 \text{ [N]} \quad (136)$$





## Dynamická síla ložiska 1

$$P_1 = F_{R1} = 6\,403 \text{ [N]} \quad (137)$$

Dynamické zatěžovací síly ložisek jsou značně odlišné a je tedy vidět, že použití stejných ložisek je zde nevhodné. Vhodnost zvoleného ložiska se posoudí až podle kilometrové životnosti. Součinitel trvanlivosti ložisek pro čarový styk je 10/3.

## Otáčková životnost ložiska 0

$$L_0 = \left(\frac{C}{P_0}\right)^p = \left(\frac{1\,000 \cdot 465}{43\,761}\right)^{\frac{10}{3}} = 2\,638 \cdot 10^6 \text{ [ot]} \quad (138)$$

## Otáčková životnost ložiska 1

$$L_1 = \left(\frac{C}{P_1}\right)^p = \left(\frac{1\,000 \cdot 465}{6\,403}\right)^{\frac{10}{3}} = 1,6 \cdot 10^{12} \text{ [ot]} \quad (139)$$

## Kilometrová životnost ložiska 0

$$L_{0km} = \frac{2 \cdot L_0 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000 \cdot i_p} = \frac{2 \cdot 2\,638 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000 \cdot 6,857} = 676\,707 \text{ [km]} \quad (140)$$

## Kilometrová životnost ložiska 1

$$L_{1km} = \frac{2 \cdot L_1 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000 \cdot i_p} = \frac{2 \cdot 1,6 \cdot 10^{12} \cdot \pi \cdot 0,28}{1000 \cdot 6,857} = 410\,921\,140 \text{ [km]} \quad (141)$$

Pro výpočet jsem vybral nejlepší možné rozměrově použitelné ložisko. Kilometrovou životnost porovnávám s hodnotou 800 000 ujetých kilometrů. Tento výpočet však ukázal, že ložisko 0 je přetížené a není možné ho použít. Ke zlepšení výsledků nevedla ani změna rozměrů umístění ložisek. Výpočet není potřeba provádět pro druhý smysl otáčení.

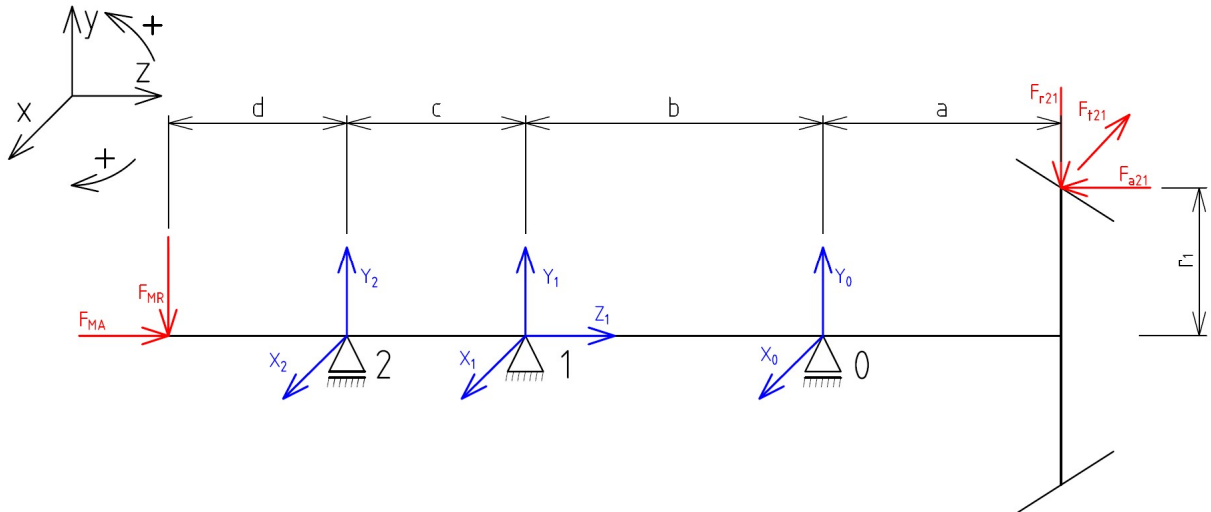
Ověřil jsem si, že ložisko umístěné u ozubení bude zachytávat velké radiální síly. Z tohoto důvodu zkusím do soustavy zařadit třetí ložisko – radiální válečkové. Toto ložisko umístím právě do místa podpory 0. následovat pak bude opět dvojice kuželíkových ložisek.

### 7.1.2 Dvě kuželíková ložiska s válečkovým radiálním ložiskem

Zařazení třetího ložiska přenášejícího radiální síly vede k výpočtu staticky neurčitého nosníku. To si vyžaduje jiný přístup výpočtu reakcí v podporách. K výpočtu zde využiji tzv. třímomentovou rovnici nazývanou též jako Clapeyronova rovnice. Jedná se o silovou metodu, kde se nosník s více podporami rozdělí do jednotlivých částí o dvou

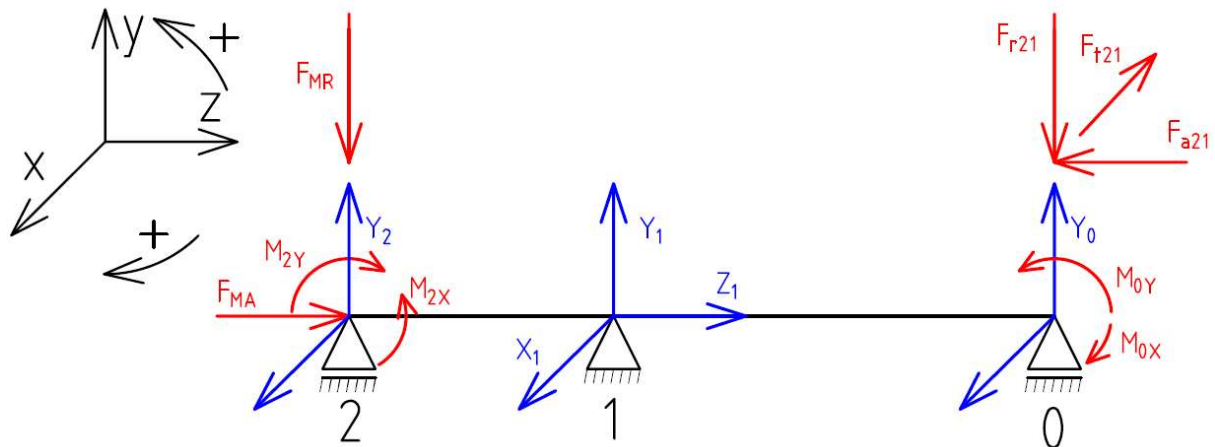
podporách. Potřebujeme vždy tolik třímomentových rovnic, kolik je stupňů neurčitosti nosníku. V mém případě potřebuji vždy pouze jednu.

### 7.1.2.1 Právý smysl otáčení



Obrázek 53 - Schéma zatížení pastorku

Pro výpočet bylo potřebné upravit si nosníky do tvaru viz obr. 54. Účinky sil z převislých konců jsem vždy převedl do ohybových momentů a jejich působišť přesunul nad podpory.



Obrázek 54 - Upravené schéma zatížení pastorku

Nyní lze sestavit třímomentovou rovnici pro daný nosník.

### Třímomentová rovnice roviny X-Z

$$M_{2X} \cdot c + 2M_{1X} \cdot (b + c) + M_{0X} \cdot b + \frac{6}{c}S_2 + \frac{6}{b}S_0 = 0 \quad (142)$$



### Třímomentová rovnice roviny Y-Z

$$M_{2Y} \cdot c + 2M_{1Y} \cdot (b + c) + M_0 \cdot b + \frac{6}{c}S_2 + \frac{6}{b}S_0 = 0 \quad (143)$$

Jelikož jsou všechny podpory ve stejné výši, je třímomentová rovnice rovna nule. V nosníku (pastorku) neuvažují žádné síly mezi podporami, proto jsou plochy obrazců ohybových momentů, způsobené těmito silami, rovny nule.

$$S_0 = 0 \quad (144)$$

$$S_2 = 0 \quad (145)$$

Nyní si stanovím momenty, kterými je soustava zatěžována. K výpočtu si opět musím stanovit rozměry umístění podpor.

Tabulka 21 - Zvolené hodnoty vzdáleností uložení

Vzdálenosti	a=	80	[mm]
	b=	125	[mm]
	c=	110	[mm]
	d=	150	[mm]

### Vnější zatěžovací momenty v rovině X-Y

$$M_{0X} = -F_{t21} \cdot a = -18\,426 \cdot 80 = -1\,474\,095 \text{ [Nmm]} \quad (146)$$

$$M_{2X} = 0 \quad (147)$$

### Vnější zatěžovací momenty v rovině Y-Z

$$M_{0Y} = F_{r21} \cdot a + F_{a21} \cdot r_1 = 5\,676 \cdot 80 + 20\,970 \cdot 27,624 = 125\,170 \text{ [Nmm]} \quad (148)$$

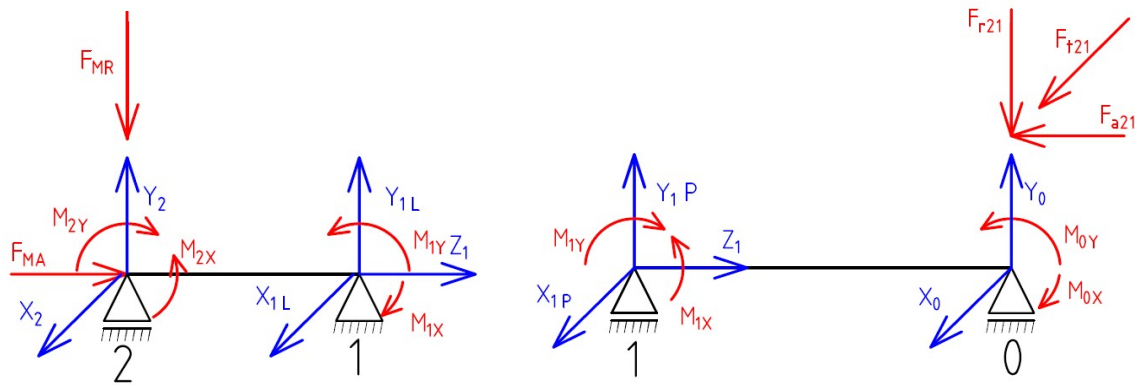
$$M_{2Y} = F_{MR} \cdot d = 460 \cdot 150 = 69\,000 \text{ [Nmm]} \quad (149)$$

Po dosazení do rovnice 142 a 143 jsem schopen vyjádřit momenty působící v prostřední podpoře.

$$M_{1X} = \frac{-M_{0X} \cdot b}{2(b + c)} = \frac{1\,474\,095 \cdot 125}{2(125 + 110)} = 392\,046 \text{ [Nmm]} \quad (150)$$

$$M_{1Y} = \frac{-M_{0Y} \cdot b - M_{2Y} \cdot c}{2(b + c)} = \frac{-125\,170 \cdot 125 - 69\,000 \cdot 110}{2(125 + 110)} = 375\,898 \text{ [Nmm]} \quad (151)$$

Nyní si rozdělím nosník na jednotlivé části o dvou podporách, ve kterých následně stanovím rovnice rovnováhy.



Obrázek 55 - Rozdělení nosníku

### Momentové rovnice rovnováhy levé části v rovině X-Z

$$-M_{1X} + M_{2X} + X_2 \cdot c = 0 \quad (152)$$

$$-M_{2X} + X_{1L} \cdot c + M_{1X} = 0 \quad (153)$$

### Momentové rovnice rovnováhy pravé části v rovině X-Z

$$-M_{1X} - F_{t21} \cdot b + M_{0X} + X_0 \cdot b = 0 \quad (154)$$

$$-M_{0X} + M_{1X} + X_{1P} \cdot b = 0 \quad (155)$$

### Momentové rovnice rovnováhy levé části v rovině Y-Z

$$-M_{2Y} + M_{1Y} + Y_{1L} = 0 \quad (156)$$

$$-M_{1Y} + M_{2Y} + Y_2 \cdot c - F_{MR} \cdot c = 0 \quad (157)$$

### Momentové rovnice rovnováhy pravé části v rovině Y-Z

$$M_{1Y} + Y_{1P} \cdot b - M_{0Y} - F_{a21} \cdot r_1 = 0 \quad (158)$$

$$Y_0 \cdot b + M_{0Y} + F_{a21} \cdot r_1 - F_{r21} \cdot b - M_{1Y} = 0 \quad (159)$$

### Rovnice rovnováhy axiálních sil

Jelikož předpokládám uložení pomocí dvou kuželíkových ložisek montovaných tzv. do „O“, axiální sílu bude zachytávat ložisko v podpoře 1.

$$Z_1 + F_{MA} - F_{a21} = 0 \quad (160)$$

Nyní jsem schopen stanovit jednotlivé reakce v podporách.



### Vyjádření jednotlivých reakcí

$$X_0 = F_{t21} + \frac{M_{1X} - M_{0X}}{b} = 18\,426 + \frac{392\,046 + 1\,474\,095}{125} = 33\,355 \text{ [N]} \quad (161)$$

$$X_{1P} = \frac{-M_{1X} + M_{0X}}{b} = \frac{-392\,046 - 1\,474\,095}{125} = -14\,929 \text{ [N]} \quad (162)$$

$$X_{1L} = \frac{M_{2X} - M_{1X}}{c} = \frac{0 - 392\,046}{110} = -3\,564 \text{ [N]} \quad (163)$$

$$X_1 = X_{1L} + X_{1P} = -3\,564 - 14\,929 = -18\,493 \text{ [N]} \quad (164)$$

$$X_2 = \frac{-M_{2X} + M_{1X}}{c} = \frac{-0 + 392\,046}{110} = 3\,564 \text{ [N]} \quad (165)$$

$$Y_0 = \frac{M_{1Y} - F_{a21} \cdot r_1}{b} + F_{r21} = \frac{375\,898 - 20\,970 \cdot 27,624}{125} + 5\,676 \quad (166)$$

$$Y_0 = 4\,049 \text{ [N]}$$

$$Y_{1P} = \frac{M_{0Y} - M_{1Y} + F_{a21} \cdot r_1}{b} = \frac{125\,170 - 375\,898 + 20\,970 \cdot 27,624}{125} \quad (167)$$

$$Y_{1P} = 2\,628 \text{ [N]}$$

$$Y_{1L} = \frac{M_{2Y} - M_{1Y}}{c} = \frac{69\,000 - 375\,898}{110} = -2\,790 \text{ [N]} \quad (168)$$

$$Y_1 = Y_{1L} + Y_{1P} = -2\,790 + 2\,628 = -162 \text{ [N]} \quad (169)$$

$$Y_2 = \frac{-M_{2Y} + M_{1Y}}{c} + F_{MR} = \frac{-69\,000 + 375\,898}{110} + 460 = 3\,250 \text{ [N]} \quad (170)$$

$$Z_1 = -F_{MA} + F_{a21} = -190 + 20\,970 = 20\,780 \text{ [N]} \quad (171)$$

Pro výpočet ložisek je opět potřeba stanovit příslušné radiální a axiální síly.

#### Radiální reakce v podpoře 0

$$F_{R0} = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} = \sqrt{33\,355^2 + 4\,049^2} = 33\,600 \text{ [N]} \quad (172)$$

#### Axiální reakce v podpoře 0

$$F_{A0} = 0 \text{ [N]} \quad (173)$$

#### Radiální reakce v podpoře 1

$$F_{R1} = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2} = \sqrt{(-18\,493)^2 + (-162)^2} = 18\,494 \text{ [N]} \quad (174)$$



### Axiální reakce v podpoře 1

$$F_{A1} = Z_1 = 20\,780 \text{ [N]} \quad (175)$$

### Radiální reakce v podpoře 2

$$F_{R2} = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2} = \sqrt{3\,564^2 + 3\,250^2} = 4\,823 \text{ [N]} \quad (176)$$

### Axiální reakce v podpoře 2

$$F_{A2} = 0 \text{ [N]} \quad (177)$$

Pro výpočet ložisek si opět předběžně zvolím použitá ložiska. Ložiska volím opět nejkvalitnější rozměrově použitelná. Hodnoty do výpočtu kuželíkových ložisek tak odpovídají hodnotám z tabulky č. 20. Pro radiální válečkové ložisko jsou potřebné hodnoty uvedeny v tabulce 22.

Tabulka 22 - Výpočtové hodnoty ložiska

Radiální válečkové ložisko NJ 2316 ECP			
Základní dynamická únosnost	$C_{vál} =$	415	[kN]

Radiální válečkové ložisko přenáší síly pouze v radiálním směru a výpočet trvanlivosti se u něj liší od výpočtu u kuželíkových ložisek.

### Dynamická síla ložiska 0

$$P_0 = F_{R0} = 33\,600 \text{ [N]} \quad (178)$$

### Otáčková životnost ložiska 0

$$L_0 = \left(\frac{C_{vál}}{P_0}\right)^p = \left(\frac{1\,000 \cdot 415}{33\,600}\right)^{\frac{10}{3}} = 4\,355 \cdot 10^6 \text{ [ot]} \quad (179)$$

### Kilometrová životnost ložiska 0

$$L_{0km} = \frac{2 \cdot L_0 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000 \cdot i_p} = \frac{2 \cdot 4\,355 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000 \cdot 6,857} = 1\,117\,418 \text{ [km]} \quad (180)$$

Výpočet kuželíkových ložisek je obdobný, jako v kapitole 9.1.1.1.

### Celková axiální síla působící na ložisko 2

$$F_{A2C} = \frac{0,5 \cdot F_{R2}}{Y} = \frac{0,5 \cdot 4\,823}{1,7} = 1\,419 \text{ [N]} \quad (181)$$



### Celková axiální síla působící na ložisko 1

$$F_{A1C} = F_{A1} + F_{A2C} = 20\,780 + 1\,419 = 22\,198 \text{ [N]} \quad (182)$$

### Poměr radiální a axiální síly v ložisku 1

$$\frac{F_{A1C}}{F_{R1}} = \frac{22\,198}{18\,494} = 1,2 \text{ [-]} \quad (183)$$

### Poměr radiální a axiální síly v ložisku 2

$$\frac{F_{A2C}}{F_{R2}} = \frac{1\,419}{4\,823} = 0,29 \text{ [-]} \quad (184)$$

Výpočet dynamických sil pokračuje podle podmínek viz rovnice 131, resp. 132.

### Dynamická síla ložiska 1

$$P_1 = 0,4 \cdot F_{R1} + Y \cdot F_{A1C} = 0,4 \cdot 18\,494 + 1,7 \cdot 22\,198 = 45\,134 \text{ [N]} \quad (185)$$

### Dynamická síla ložiska 2

$$P_2 = F_{R2} = 4\,823 \text{ [N]} \quad (186)$$

Opět jsou dynamická zatížení kuželíkových ložisek velmi odlišná a volba shodných ložisek by tak byla nevhodná. V opačném směru otáčení, však dojde k rozdílnému zatížení a tedy i k jiným dynamickým silám.

### Otáčková životnost ložiska 1

$$L_1 = \left(\frac{C}{P_1}\right)^p = \left(\frac{1\,000 \cdot 465}{45\,134}\right)^{\frac{10}{3}} = 2\,379 \cdot 10^6 \text{ [ot]} \quad (187)$$

### Otáčková životnost ložiska 2

$$L_2 = \left(\frac{C}{P_2}\right)^p = \left(\frac{1\,000 \cdot 465}{4\,823}\right)^{\frac{10}{3}} = 4\,108 \cdot 10^9 \text{ [ot]} \quad (188)$$

### Kilometrová životnost ložiska 1

$$L_{1km} = \frac{2 \cdot L_1 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000 \cdot i_p} = \frac{2 \cdot 2\,379 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000 \cdot 6,857} = 610\,470 \text{ [km]} \quad (189)$$

### Kilometrová životnost ložiska 2

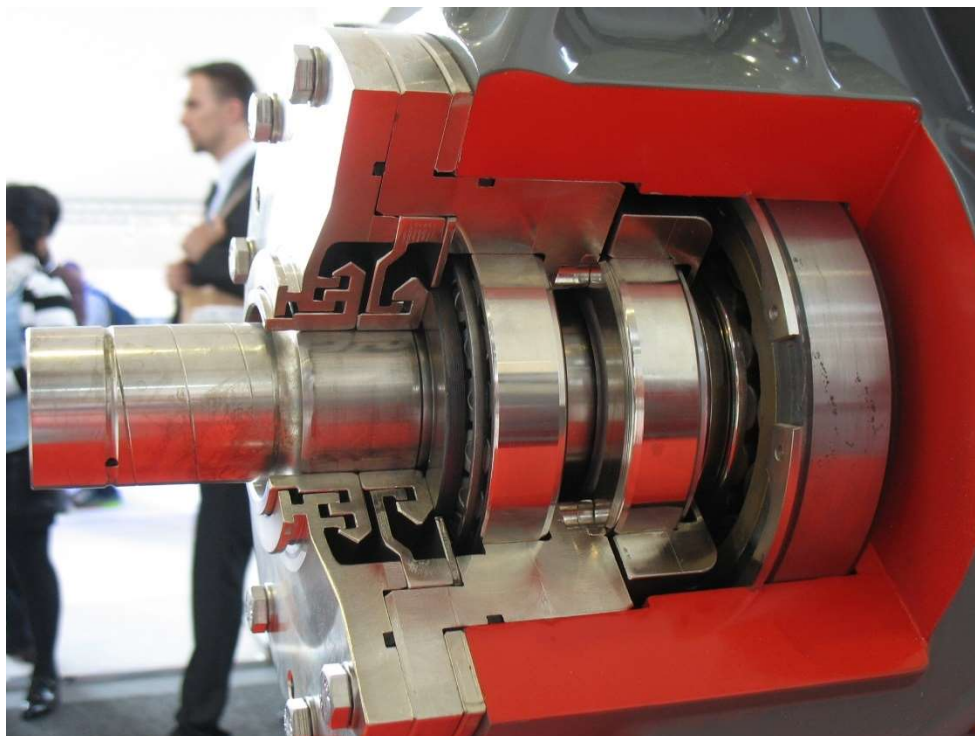
$$L_{2km} = \frac{2 \cdot L_2 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000 \cdot i_p} = \frac{2 \cdot 4\,108 \cdot 10^9 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000 \cdot 6,857} = 1,1 \cdot 10^9 \text{ [km]} \quad (190)$$

Pravý smysl otáčení opět není potřeba počítat, protože trvanlivost ložiska 1 nevyhovuje požadavku na kilometrovou životnost. Výsledky jsou oproti předchozímu způsobu uložení pozitivnější, avšak stále nedostačující. Ke zlepšení výsledků nevedla ani změna rozměrů umístění ložisek.

Další variantou by mohlo být uložení pomocí dvou válečkových radiálních ložisek v kombinaci s axiálním kuličkovým ložiskem. Zajištění axiálního kuličkového ložiska je na průměrové hodnoty náročnější, než u radiálních, či kuželíkových ložisek. Aby bylo možné použít axiální ložisko pro takto velké síly a zároveň byla dodržena požadovaná trvanlivost ložisek, je nutné použít ložisko s minimální dynamickou únosností cca 310 kN. Takto kvalitní axiální ložisko však už nesplňuje rozměrové požadavky a je tedy jeho použití vyloučené. Někteří výrobci převodovek při uložení pastorku využívají tzv. radiálně volného uložení kuželíkového ložiska, viz obr. 56. Následující výpočet bude tak proveden pro tuto variantu, kdy bude radiálně volné ložisko 1.

### 7.1.3 Radiálně volné kuželíkové ložisko

Při pravém smyslu otáčení vznikají větší axiální síly, než při opačném směru. Radiálně volné ložisko, při montáži kuželíkových ložisek do O, zachytává právě tuto axiální sílu a odlehčuje tím radiálně pevné. Při levém smyslu otáčení přenáší síly vzniklé pouze montážním předpětím.

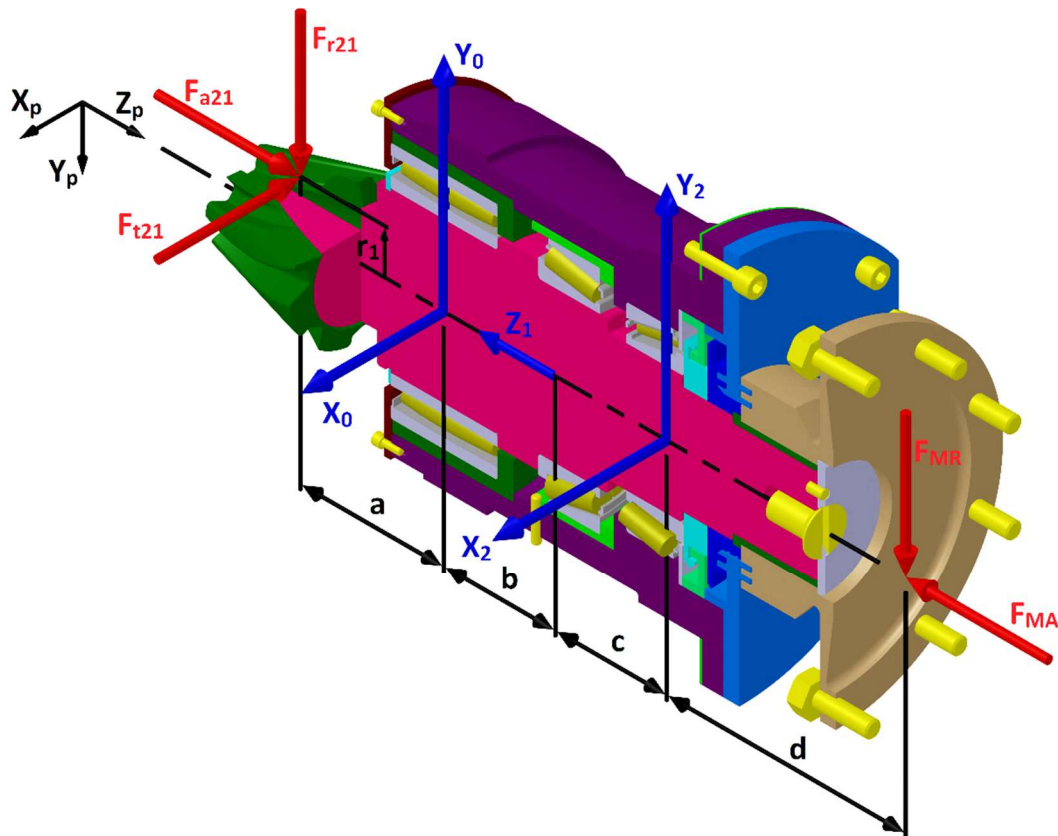


Obrázek 56 - Radiálně volné kuželíkové ložisko [1]



### 7.1.3.1 Právý smysl otáčení

Zapojením radiálně volného ložiska do soustavy uložení vznikne opět jednoduchý staticky určitý nosník se dvěma podporami. Radiálně volné ložisko bude zachytávat pouze axiální síly působící směrem k motoru při pravém smyslu otáčení. Jelikož tento styl uložení ve výsledku vyhovuje, lze zatížení a reakce ložisek prezentovat na výsledném řešení.



Obrázek 57 - Schéma zatížení pastorku

Opět je potřeba si zvolit rozměry uložení. Tyto hodnoty jsem stanovil iteračně tak, aby mi vycházely co nejvyšší životnosti ložisek.

Tabulka 23 - Zvolené hodnoty vzdáleností uložení

Vzdálenosti	a=	90	[mm]
	b=	70	[mm]
	c=	70	[mm]
	d=	150	[mm]



## Rovnice rovnováhy

$$\sum X: \quad X_2 + X_0 - F_{t21} = 0 \quad (191)$$

$$\sum Y: \quad -F_{MR} + Y_2 + Y_0 - F_{r21} = 0 \quad (192)$$

$$\sum Z: \quad F_{MA} + Z_1 - F_{a21} = 0 \quad (193)$$

$$\sum M_{0YZ}: \quad -F_{r21} \cdot a + F_{MR}(b + c + d) + F_{a21} \cdot r_1 - Y_2(b + c) = 0 \quad (194)$$

$$\sum M_{0XZ}: \quad -F_{t21} \cdot a - X_2 \cdot (c + b) = 0 \quad (195)$$

Z rovnic jsem nyní schopen stanovit reakce.

## Vyjádření jednotlivých reakcí

$$X_2 = \frac{-F_{t21} \cdot a}{c + b} = \frac{-18\,426 \cdot 90}{70 + 70} = -11\,845 \text{ [N]} \quad (196)$$

$$X_0 = -X_2 + F_{t21} = 11\,845 + 18\,426 = 30\,272 \text{ [N]} \quad (197)$$

$$Z_1 = F_{a21} - F_{MA} = 20\,970 - 190 = 20\,780 \text{ [N]} \quad (198)$$

$$Y_2 = \frac{-F_{r21} \cdot a + F_{MR}(b + c + d) + F_{a21} \cdot r_1}{b + c} \quad (199)$$

$$Y_2 = \frac{-5\,676 \cdot 90 + 460 \cdot (70 + 70 + 150) + 20\,970 \cdot 27,624}{70 + 70} = 1\,441 \text{ [N]}$$

$$Y_0 = F_{MR} - Y_2 + F_{r21} = 460 - 1\,441 + 5\,676 = 4\,695 \text{ [N]} \quad (200)$$

Pro výpočet ložisek je opět potřeba stanovit příslušné radiální a axiální síly.

## Radiální reakce v podpoře 0

$$F_{R0} = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} = \sqrt{30\,272^2 + 4\,695^2} = 30\,663 \text{ [N]} \quad (201)$$

## Axiální reakce v podpoře 0

$$F_{A0} = 0 \text{ [N]} \quad (202)$$

## Radiální reakce v podpoře 1

$$F_{R1} = 0 \text{ [N]} \quad (203)$$

Radiálně volné ložisko nezachycuje žádné radiální síly.

### Axiální reakce v podpoře 1

$$F_{A1} = Z_1 = 20\,780 \text{ [N]} \quad (204)$$

### Radiální reakce v podpoře 2

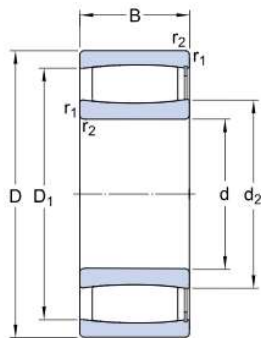
$$F_{R2} = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2} = \sqrt{(-11\,845)^2 + 1\,441^2} = 11\,933 \text{ [N]} \quad (205)$$

### Axiální reakce v podpoře 2

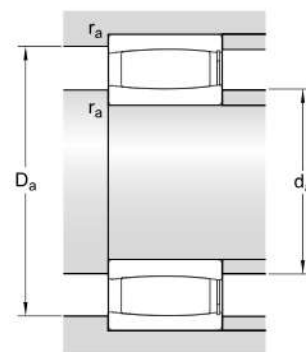
$$F_{A2} = 0 \text{ [N]} \quad (206)$$

Pro výpočet ložisek si opět zvolím použitá ložiska. Ložiska jsem zvolil taková, aby byl splněn požadavek na kilometrovou životnost a zároveň byla rozměrově použitelná. Dynamickou životnost jsem určoval iteračně pomocí programu vytvořeného v MS Excel viz příloha 6. Z důvodu známosti finálního řešení zde již mohu uvést podrobnější informace o použitých ložiskách.

Na místo válečkového ložiska jsem zvolil ložisko toroidní. Dosáhnou tím zmenšení vnějšího průměru uložení a zároveň i vyšší dynamické únosnosti. Toroidní ložiska jsou navržena na přenos radiálních sil a jsou častou používána právě v převodovkách [11].



Obrázek 58 - Rozměry toroidního ložiska [11]



Obrázek 59 - Rozměry uložení toroidního ložiska [11]

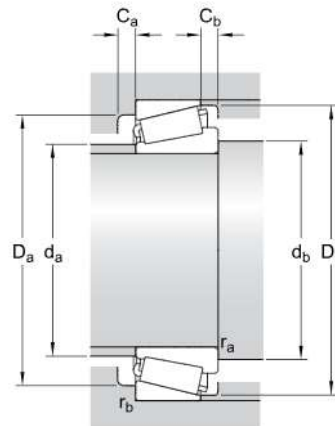
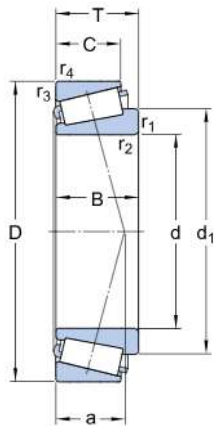
V tabulkách s rozměry a hodnotami uvedu pouze potřebná data pro tuto diplomovou práci.

Tabulka 24 – Potřebné výpočtové a rozměrové hodnoty ložiska 0

Ložisko 0 = Toroidní ložisko C 5020 V			
Základní dynamická únosnost	$C_{tor} =$	510	[kN]

Vnitřní průměr	$d_{tor} =$	100	[mm]
Vnější průměr	$D_{tor} =$	150	[mm]
Šířka	$B_{tor} =$	67	[mm]
Vnitřní průměr vnějšího pouzdra	$D_a =$	max. 143	[mm]
Vnější průměr vnitřního pouzdra	$d_a =$	107-127	[mm]
Rádusy	$r_a =$	max. 1,5	[mm]

U kuželíkových ložisek jsem musel brát potaz také požadovaný průměr vstupního hřídele. Ten je stanoven vstupní spojkou na průměr 75 mm. Tento průměr by však mohl být i lehce změnitelný. Pro můj případ to však nebude potřeba.



Obrázek 60 - Rozměry kuželíkového ložiska [11]

Obrázek 61 - Rozměry uložení kuželíkového ložiska [11]

Tabulka 25 -Potřebné výpočtové a rozměrové hodnoty ložisek 1 a 2

Ložisko 1 = Radiálně volné kuželíkové ložisko 33019			
Základní dynamická únosnost	$C_{kuž1} =$	272	[kN]
Výpočtový součinitel	$Y_{kuž1} =$	2,1	[-]
Vnitřní průměr	$d_{kuž1} =$	95	[mm]
Vnější průměr	$D_{kuž1} =$	145	[mm]
Šířka	$B_{kuž1} =$	39	[mm]
Vnější průměr hřídele	$d_{b1} =$	min. 106	[mm]
Vnější průměr vnitřního pouzdra	$d_{a1} =$	max. 105	[mm]
Vnitřní průměr předního pouzdra	$D_{a1} =$	131-136	[mm]
Vnitřní průměr zadního pouzdra	$D_{b1} =$	min. 139	[mm]



Vnitřní rádiusy	$r_{a1} =$	max. 2	[mm]
Vnější rádiusy	$r_{b1} =$	max. 1,5	[mm]
Poloha výpočtového bodu	$a_{kuž1} =$	28,109	[mm]
<b>Ložisko 2 = Kuželíkové ložisko 33016</b>			
Základní dynamická únosnost	$C_{kuž2} =$	207	[kN]
Výpočtový součinitel	$Y_{kuž2} =$	2,1	[-]
Vnitřní průměr	$d_{kuž2} =$	80	[mm]
Vnější průměr	$D_{kuž2} =$	125	[mm]
Šířka	$B_{kuž2} =$	36	[mm]
Vnější průměr hřídele	$d_{b2} =$	min. 89,5	[mm]
Vnější průměr vnitřního pouzdra	$d_{a2} =$	max. 90	[mm]
Vnitřní průměr předního pouzdra	$D_{a2} =$	112-116	[mm]
Vnitřní průměr zadního pouzdra	$D_{b2} =$	min. 119	[mm]
Vnitřní rádiusy	$r_{a2} =$	max. 1,5	[mm]
Vnější rádiusy	$r_{b2} =$	max. 1,5	[mm]
Poloha výpočtového bodu	$a_{kuž2} =$	25,501	[mm]

Toroidní ložisko přenáší síly pouze v radiálním směru a výpočet trvanlivosti se u něj provádí stejně, jako u válečkového v předchozí kapitole.

### Dynamická síla ložiska 0

$$P_0 = F_{R0} = 30\,633 \text{ [N]} \quad (207)$$

### Otáčková životnost ložiska 0

$$L_0 = \left( \frac{C_{vál}}{P_0} \right)^p = \left( \frac{1\,000 \cdot 510}{30\,633} \right)^{\frac{10}{3}} = 11\,783 \cdot 10^6 \text{ [ot]} \quad (208)$$

### Kilometrová životnost ložiska 0

$$L_{0km} = \frac{2 \cdot L_0 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000 \cdot i_p} = \frac{2 \cdot 11\,783 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000 \cdot 6,857} = 3\,023\,024 \text{ [km]} \quad (209)$$

Výpočet kuželíkových ložisek je obdobný, jako v kapitole 9.1.1.1.

### Celková axiální síla působící na ložisko 2



$$F_{A2C} = \frac{0,5 \cdot F_{R2}}{Y} = \frac{0,5 \cdot 11\,933}{2,1} = 2\,841 [N] \quad (210)$$

### Celková axiální síla působící na ložisko 1

$$F_{A1C} = F_{A1} + F_{A2C} = 20\,780 + 2\,841 = 23\,621 [N] \quad (211)$$

### Poměr radiální a axiální síly v ložisku 1

V radiálně volném kuželíkovém ložisku nedochází k přenosu radiální síly a nelze tedy stanovit poměr radiální a axiální síly. Budu následně uvažovat, že dynamická síla působící na ložisko 1 je rovna celkové axiální síle příslušící této podpoře. Pokud na kuželíkové ložisko působí radiální zatížení, je přenášeno z jedné oběžné dráhy na druhou pod určitým úhlem vzhledem k ose ložiska a vyvolává v ložisku vnitřní axiální sílu. Při pravém směru otáčení způsobuje tuto vnitřní axiální sílu ložisko 2.

### Poměr radiální a axiální síly v ložisku 2

$$\frac{F_{A2C}}{F_{R2}} = \frac{2\,841}{11\,933} = 0,24 [-] \quad (212)$$

### Dynamická síla ložiska 1

$$P_1 = F_{A1C} = 23\,621 [N] \quad (213)$$

Výpočet dynamické síly v ložisku 2 se řídí podle podmínek viz rovnice 131, resp. 132.

### Dynamická síla ložiska 2

$$P_2 = F_{R2} = 11\,933 [N] \quad (214)$$

### Otáčková životnost ložiska 1

$$L_1 = \left( \frac{C_{kuž1}}{P_1} \right)^p = \left( \frac{1\,000 \cdot 272}{23\,621} \right)^{\frac{10}{3}} = 3\,364 \cdot 10^6 [ot] \quad (215)$$

### Otáčková životnost ložiska 2

$$L_2 = \left( \frac{C_{kuž2}}{P_2} \right)^p = \left( \frac{1\,000 \cdot 207}{11\,933} \right)^{\frac{10}{3}} = 13\,513 \cdot 10^6 [ot] \quad (216)$$

### Kilometrová životnost ložiska 1

$$L_{1km} = \frac{2 \cdot L_1 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000 \cdot i_p} = \frac{2 \cdot 3\,364 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000 \cdot 6,857} = 863\,148 [km] \quad (217)$$

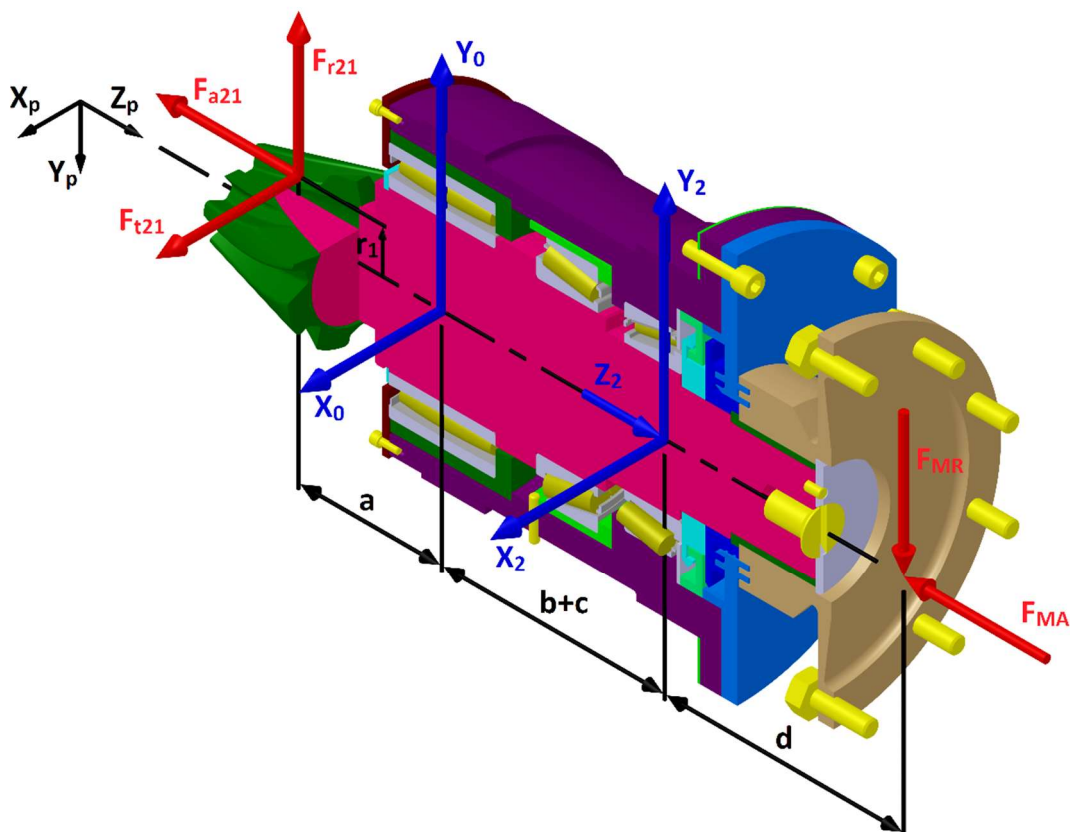
## Kilometrová životnost ložiska 2

$$L_{2km} = \frac{2 \cdot L_2 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000 \cdot i_p} = \frac{2 \cdot 13\,513 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000 \cdot 6,857} = 3\,467\,016 \text{ [km]} \quad (218)$$

Všechna ložiska vyhovují požadavku na minimální kilometrovou životnost 800 000 km. Pro správnost řešení je třeba ověřit také levý smysl otáčení pastorku.

### 7.1.3.2 Levý smysl otáčení

Pro levý smysl otáčení bude situace odlišná. Axiální sílu zde bude zachytávat ložisko 2. Na ložisko 1 by působila pouze přídavná síla při klasickém uložení. Jelikož je však toto ložisko radiálně volné, nevzniká žádná přídavná síla a ložisko tak bude bez zatížení. Jelikož se pastorek na pravé straně podvozku točí opačným směrem, než pastorek na levé straně je toto ložisko v uložení potřebné, aby mohly být převodovky na obou stranách podvozku stejné. Jedná se sice o jednosměrné vozidlo, ovšem i u jednosměrného vozidla se předpokládá občasná jízda vzad, tudíž bude radiálně volné ložisko zatěžované v obou převodovkách na podvozku.



Obrázek 62 – Schéma zatížení pastorku



## Rovnice rovnováhy

$$\sum X: \quad X_2 + X_0 + F_{t21} = 0 \quad (219)$$

$$\sum Y: \quad -F_{MR} + Y_2 + Y_0 + F_{r21} = 0 \quad (220)$$

$$\sum Z: \quad F_{MA} - Z_2 + F_{a21} = 0 \quad (221)$$

$$\sum M_{0YZ}: \quad F_{r21} \cdot a + F_{MR}(b + c + d) - F_{a21} \cdot r_1 - Y_2(b + c) = 0 \quad (222)$$

$$\sum M_{0XZ}: \quad F_{t21} \cdot a - X_2 \cdot (c + b) = 0 \quad (223)$$

Z rovnic jsem nyní schopen stanovit reakce.

## Vyjádření jednotlivých reakcí

$$X_2 = \frac{F_{t21} \cdot a}{c + b} = \frac{18\,426 \cdot 90}{70 + 70} = 11\,845 \text{ [N]} \quad (224)$$

$$X_0 = -X_2 - F_{t21} = -11\,845 - 18\,4226 = -30\,272 \text{ [N]} \quad (225)$$

$$Z_2 = F_{a21} + F_{MA} = 5\,676 + 190 = 5\,866 \text{ [N]} \quad (226)$$

$$Y_2 = \frac{F_{r21} \cdot a + F_{MR}(b + c + d) - F_{a21} \cdot r_1}{b + c} \quad (227)$$

$$Y_2 = \frac{20\,970 \cdot 90 + 460(70 + 70 + 150) - 5\,676 \cdot 27,624}{70 + 70} = 13\,313 \text{ [N]}$$

$$Y_0 = F_{MR} - Y_2 - F_{r21} = 460 - 13\,313 - 20\,970 = -33\,823 \text{ [N]} \quad (228)$$

Pro výpočet ložisek je opět potřeba stanovit příslušné radiální a axiální síly. Na ložisko 1 nepůsobí při tomto směru otáčení pastorku žádné síly.

## Radiální reakce v podpoře 0

$$F_{R0} = \sqrt{X_0^2 + Y_0^2} = \sqrt{(-30\,272)^2 + (-33\,823)^2} = 45\,391 \text{ [N]} \quad (229)$$

## Axiální reakce v podpoře 0

$$F_{A0} = 0 \text{ [N]} \quad (230)$$

## Radiální reakce v podpoře 2

$$F_{R2} = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2} = \sqrt{(-11\,845)^2 + 13\,313^2} = 17\,820 \text{ [N]} \quad (231)$$





## Axiální reakce v podpoře 2

$$F_{A2} = Z_2 = 5\,866 \text{ [N]} \quad (232)$$

## Dynamická síla ložiska 0

$$P_0 = F_{R0} = 45\,391 \text{ [N]} \quad (233)$$

## Otáčková životnost ložiska 0

$$L_0 = \left( \frac{C_{vál}}{P_0} \right)^p = \left( \frac{1\,000 \cdot 510}{45\,391} \right)^{\frac{10}{3}} = 3\,178 \cdot 10^6 \text{ [ot]} \quad (234)$$

## Kilometrová životnost ložiska 0

$$L_{0km} = \frac{2 \cdot L_0 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000 \cdot i_p} = \frac{2 \cdot 3\,178 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000 \cdot 6,857} = 815\,049 \text{ [km]} \quad (235)$$

Při tomto směru otáčení pastorku nemá smysl počítat životnost ložiska 1, protože není nijak zatížené.

## Poměr radiální a axiální síly v ložisku 2

$$\frac{F_{A2}}{F_{R2}} = \frac{5\,866}{17\,820} = 0,33 \text{ [-]} \quad (236)$$

## Dynamická síla ložiska 2

$$P_2 = F_{R2} = 17\,820 \text{ [N]} \quad (237)$$

## Otáčková životnost ložiska 2

$$L_2 = \left( \frac{C_{kuž2}}{P_2} \right)^p = \left( \frac{1\,000 \cdot 207}{17\,820} \right)^{\frac{10}{3}} = 3\,550 \cdot 10^6 \text{ [ot]} \quad (238)$$

## Kilometrová životnost ložiska 2

$$L_{2km} = \frac{2 \cdot L_2 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000 \cdot i_p} = \frac{2 \cdot 3\,550 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000 \cdot 6,857} = 910\,716 \text{ [km]} \quad (239)$$

Ložiska vyhovují požadované kilometrové životnosti 800 000 km i při levém smyslu otáčení pastorku při zatížení maximálním ekvivalentním momentem z tabulky 15. Z tohoto důvodu lze prohlásit, že takto navržené uložení je správné. Díky vložení radiálně volného ložiska je toto uložení vhodné i pro obousměrný vůz. Pro informaci zde ještě uvedu tabulku s hodnotami životností pro maximální moment převodovky



676 Nm a pro průměrný ekvivalentní moment 443 Nm, které jsem stanovil pomocí programu viz příloha 6.

Tabulka 26 - Kilometrové životnosti při daných momentech

M <sub>ekv</sub> =676 Nm				
		Pravý smysl	Levý smysl	
Ložisko 0	L <sub>0km</sub> =	1 171 617	318 650	[km]
Ložisko 1	L <sub>1km</sub> =	333 295	-	[km]
Ložisko 2	L <sub>2km</sub> =	1 356 338	365 528	[km]
M <sub>ekv</sub> =443 Nm				
		Pravý smysl	Levý smysl	
Ložisko 0	L <sub>0km</sub> =	4 808 573	1 289 691	[km]
Ložisko 1	L <sub>1km</sub> =	1 373 958	-	[km]
Ložisko 2	L <sub>2km</sub> =	5 480 536	1 418 486	[km]

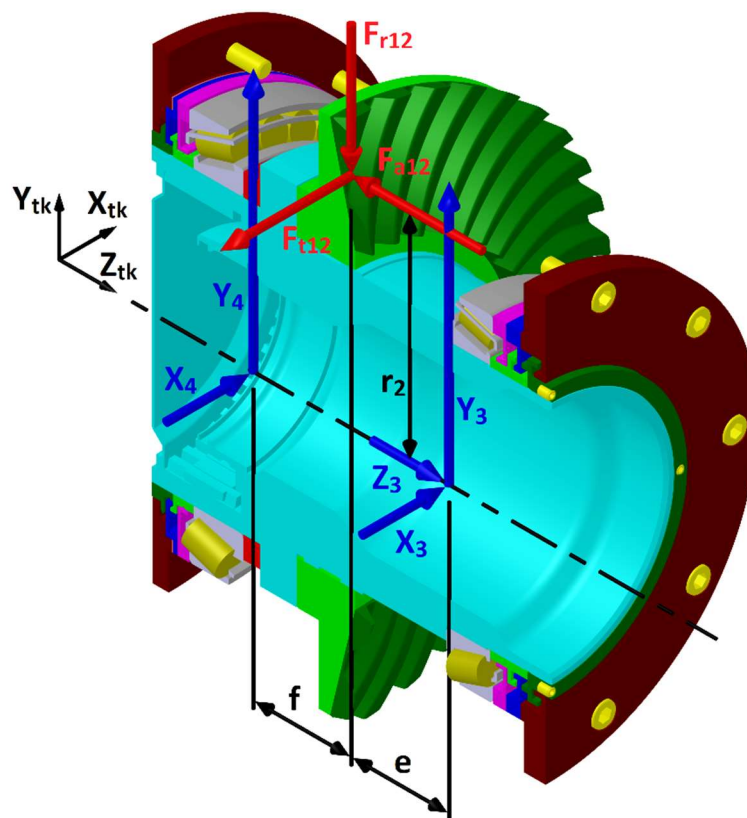
Při určování ekvivalentních momentů jsem počítal s ideálním jízdním cyklem, tzn. rozjezd do rychlosti 50, resp. 70 km/h, následnou jízdu touto rychlostí a brzdění elektrodynamickou brzdou do zastavení. Reálný provoz ovšem zahrnuje mnohem více rozjezdů a brzdění mezi zastávkami. To způsobuje v reálném provozu vyšší ekvivalentní moment. Uložení lze prohlásit za vyhovující, ovšem pouze pro maximální ekvivalentní moment odpovídající městskému provozu s redukováným stoupáním 40‰ (509 Nm). Při vyšších momentech dojde již k nedostačující hodnotě kilometrové životnosti ložisek.

## 7.2 Uložení talířového kola

Uložení talířového kola jsem navrhl ve dvou kuželíkových ložiskách. Pro toto uložení jsem vycházel z rozměrů výstupní spojky, která byla jedním ze vstupů pro tuto diplomovou práci. Minimální vnitřní průměry ložisek tak předpokládám, že jsou dané. V podpoře 3 je vnější průměr spojky 170 mm, v podpoře 4 pak 195 mm. Katalog SKF však kuželíková ložiska s vnitřním průměrem 195 mm nevyrobí. V praxi je zde použito speciálně upravené ložisko. K dispozici mám parametry pouze pro ložiska z katalogu SKF a tak zde bude provedena určitá změna tvaru spojky tak, aby bylo možné použití standardních ložisek. U vnějších průměrů ložisek nejsem prakticky nijak omezen. Návrh ložisek provedu pro oba směry otáčení a zvolil jsem použití dvou kuželíkových ložisek. Pro snadnější montáž volím uložení ložisek do „X“ viz obr. 50.

### 7.2.1 Pravý smysl otáčení

Při pravém smyslu otáčení bude axiální sílu zachytávat ložisko v podpoře 3.



Obrázek 63 - Schéma zatížení talířového kola

Z obr. 63 jsem provedl rozklad sil, abych si určil rovnice rovnováhy a následně reakce v podporách. Jedná se o staticky určitý nosník. Je potřeba si zvolit rozměry uložení. Tyto hodnoty jsem stanovil podle rozměrů spojky s ohledem na uložení celého pohonu. Poloha talířového kola ovlivňuje polohu motoru v příčném směru vozidla a tím i šířku celého podvozku.



Tabulka 27 - Zvolené hodnoty vzdáleností uložení

Vzdálenosti	e=	55	[mm]
	f=	67	[mm]

### Rovnice rovnováhy

$$\sum X: \quad X_3 + X_4 - F_{t12} = 0 \quad (240)$$

$$\sum Y: \quad Y_3 + Y_4 - F_{r12} = 0 \quad (241)$$

$$\sum Z: \quad -Z_3 + F_{a12} = 0 \quad (242)$$

$$\sum M_{3X}: \quad -F_{t12} \cdot e + X_4 \cdot (e + f) = 0 \quad (243)$$

$$\sum M_{3Y}: \quad -F_{r12} \cdot e + Y_4 \cdot (e + f) - F_{a12} \cdot r_2 = 0 \quad (244)$$

Nyní mám 5 rovnic s 5 neznámými a jsem tedy schopen stanovit jednotlivé reakce.

### Vyjádření jednotlivých reakcí

$$X_4 = \frac{F_{t12} \cdot e}{(e + f)} = \frac{18\,426 \cdot 55}{55 + 67} = 8\,307 \text{ [N]} \quad (245)$$

$$X_3 = -X_4 + F_{t12} = -8\,307 + 18\,426 = 10\,119 \text{ [N]} \quad (246)$$

$$Y_4 = \frac{F_{r12} \cdot e + F_{a12} \cdot r_2}{e + f} = \frac{5\,468 \cdot 55 + 8\,881 \cdot 176,617}{55 + 67} = 15\,322 \text{ [N]} \quad (247)$$

$$Y_3 = -Y_4 + F_{r12} = -15\,322 + 5\,468 = -9\,854 \quad (248)$$

$$Z_3 = F_{a12} = 8\,881 \text{ [N]} \quad (249)$$

Pro výpočet ložisek je opět potřeba stanovit příslušné radiální a axiální síly.

### Radiální reakce v podpoře 3

$$F_{R3} = \sqrt{X_3^2 + Y_3^2} = \sqrt{10\,119^2 + (-9\,854)^2} = 11\,274 \text{ [N]} \quad (250)$$

Při pravém smyslu otáčení pastorku zachytává axiální síly působící na talířové kolo ložisko 3.

### Axiální reakce v podpoře 3

$$F_{A3} = Z_3 = 8\,881 \text{ [N]} \quad (251)$$



#### Radiální reakce v podpoře 4

$$F_{R4} = \sqrt{X_4^2 + Y_4^2} = \sqrt{8\,307^2 + 15\,322^2} = 11\,933 \text{ [N]} \quad (252)$$

#### Axiální reakce v podpoře 4

$$F_{A4} = 0 \text{ [N]} \quad (253)$$

Pro návrh jsem si zvolil ložiska viz tabulka 28. Vzhledem k velkým dynamickým únosnostem a malým zatěžujícím silám lze předpokládat značné předimenzování. Rozměry v tabulce odpovídají náčrtu, viz obr. 60.

Tabulka 28 -Potřebné výpočtové a rozměrové hodnoty ložisek 3 a 4

Ložisko 3 = Kuželíkové ložisko T4DB 170			
Základní dynamická únosnost	$C_{kuž3} =$	307	[kN]
Výpočtový součinitel	$Y_{kuž3} =$	1,3	[-]
Výpočtový součinitel	$e_{kuž3} =$	0,46	[-]
Vnitřní průměr	$d_{kuž3} =$	170	[mm]
Vnější průměr	$D_{kuž3} =$	230	[mm]
Šířka	$B_{kuž3} =$	32	[mm]
Vnější průměr hřídele	$d_{b3} =$	min. 184,5	[mm]
Vnější průměr vnitřního pouzdra	$d_{a3} =$	max. 182	[mm]
Vnitřní průměr předního pouzdra	$D_{a3} =$	215-216	[mm]
Vnitřní průměr zadního pouzdra	$D_{b3} =$	min. 223	[mm]
Poloha výpočtového bodu	$a_{kuž3} =$	44,295	[mm]
Ložisko 4 = Kuželíkové ložisko T4DB 200			
Základní dynamická únosnost	$C_{kuž4} =$	401	[kN]
Výpočtový součinitel	$Y_{kuž4} =$	1,25	[-]
Výpočtový součinitel	$e_{kuž4} =$	0,48	[-]
Vnitřní průměr	$d_{kuž4} =$	200	[mm]
Vnější průměr	$D_{kuž4} =$	270	[mm]
Šířka	$B_{kuž4} =$	34	[mm]
Vnější průměr hřídele	$d_{b4} =$	min. 215,5	[mm]
Vnější průměr vnitřního pouzdra	$d_{a4} =$	max. 214	[mm]



Vnitřní průměr předního pouzdra	$D_{a4} =$	251-255,5	[mm]
Vnitřní průměr zadního pouzdra	$D_{b4} =$	min. 262	[mm]
Vnitřní rádiusy	$r_{a4} =$	max. 3	[mm]
Vnější rádiusy	$r_{b4} =$	max. 3	[mm]
Poloha výpočtového bodu	$a_{kuž4} =$	53,197	[mm]

V katalogu ložisek SKF jsem hledal ložisko s průměrem 195 mm, aby nemusel být upravován tvar výstupní spojky. Nejbližší možný vnitřní průměr ložisek byl však 196,85 mm. Vzhledem k přesnosti rozměrů, lze předpokládat, že se jedná o cenově dražší ložisko. Případná příprava rozměrů pro uložení takového ložiska by byla cenově náročnější. Proto jsem zvolil ložisko o průměru 200 mm. Toto ložisko bude ještě více předimenzované, než zmíněné ložisko s vnitřním průměrem 196,85 mm.

#### Celková axiální síla působící na ložisko 4

$$F_{A4C} = \frac{0,5 \cdot F_{R4}}{Y_{kuž4}} = \frac{0,5 \cdot 11\,933}{1,35} = 6\,917 \text{ [N]} \quad (254)$$

#### Celková axiální síla působící na ložisko 3

$$F_{A3C} = |F_{A3} - F_{A4C}| = |8\,881 - 6\,917| = 1\,909 \text{ [N]} \quad (255)$$

#### Poměr radiální a axiální síly v ložisku 4

$$\frac{F_{AC4}}{F_{R4}} = \frac{6\,917}{11\,933} = 0,4 \text{ [-]} \quad (256)$$

Výpočet dynamických sil se řídí rovnicemi 131, resp. 132.

#### Dynamická síla ložiska 4

$$P_4 = F_{R4} = 11\,933 \text{ [N]} \quad (257)$$

#### Otáčková životnost ložiska 4

$$L_4 = \left( \frac{C_{kuž4}}{P_4} \right)^p = \left( \frac{1\,000 \cdot 401}{11\,933} \right)^{\frac{10}{3}} = 34\,642 \cdot 10^6 \text{ [ot]} \quad (258)$$

#### Kilometrová životnost ložiska 4

$$L_{4km} = \frac{2 \cdot L_4 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000} = \frac{2 \cdot 34\,642 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000} = 60 \cdot 10^6 \text{ [km]} \quad (259)$$

#### Poměr radiální a axiální síly v ložisku 3

$$\frac{F_{AC3}}{F_{R3}} = \frac{1\,909}{14\,124} = 0,14 [-] \quad (260)$$

Výpočet dynamických sil se řídí rovnicemi 131, resp. 132.

### Dynamická síla ložiska 3

$$P_3 = F_{R3} = 14\,124 [N] \quad (261)$$

### Otáčková životnost ložiska 3

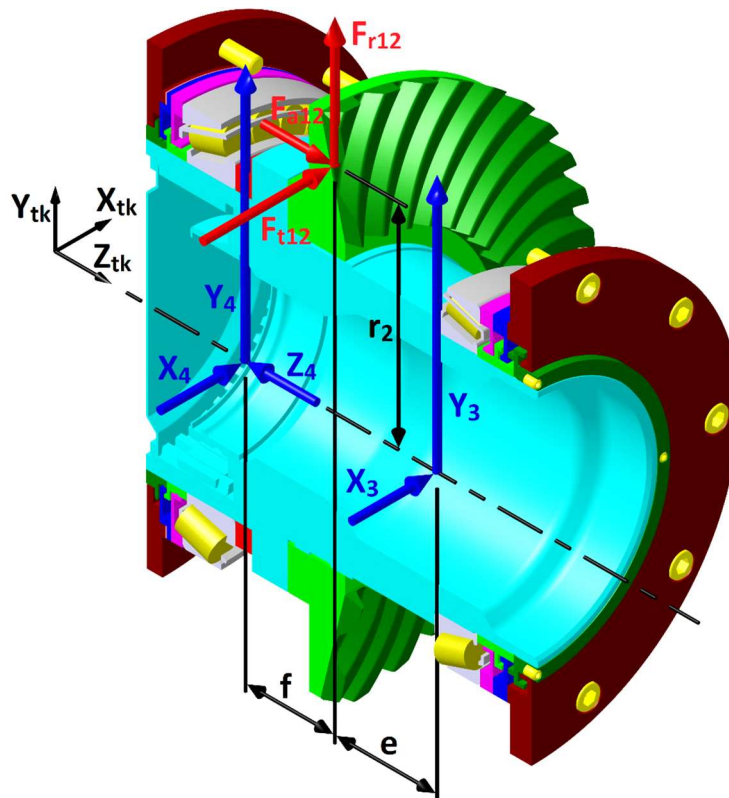
$$L_3 = \left(\frac{C_{kuž3}}{P_3}\right)^p = \left(\frac{1\,000 \cdot 307}{11\,933}\right)^{\frac{10}{3}} = 28\,567 \cdot 10^6 [ot] \quad (262)$$

### Kilometrová životnost ložiska 3

$$L_{3km} = \frac{2 \cdot L_3 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000} = \frac{2 \cdot 28\,567 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000} = 50 \cdot 10^6 [km] \quad (263)$$

Při pravém smyslu otáčení jsou ložiska značně předimenzovaná. Požadovanou kilometrovou životnost 800 000 mnohonásobně překračují. Opět je potřeba navržená ložiska zkontrolovat i pro druhý smysl otáčení.

## 7.2.2 Levý smysl otáčení



Obrázek 64 - Schéma zatížení talířového kola



### Rovnice rovnováhy

$$\sum X: \quad X_3 + X_4 + F_{t12} = 0 \quad (264)$$

$$\sum Y: \quad Y_3 + Y_4 + F_{r12} = 0 \quad (265)$$

$$\sum Z: \quad Z_4 - F_{a12} = 0 \quad (266)$$

$$\sum M_{3YZ}: \quad F_{r12} \cdot e + Y_4 \cdot (e + f) + F_{a12} \cdot r_2 = 0 \quad (267)$$

$$\sum M_{3XZ}: \quad F_{t12} \cdot e + X_4 \cdot (e + f) = 0 \quad (268)$$

Nyní mám 5 rovnic s 5 neznámými a jsem tedy schopen stanovit jednotlivé reakce.

### Vyjádření jednotlivých reakcí

$$X_4 = \frac{-F_{t12} \cdot e}{(e + f)} = \frac{18\,426 \cdot 55}{55 + 67} = -8\,307 \text{ [N]} \quad (269)$$

$$X_3 = -X_4 - F_{t12} = 8\,307 - 18\,426 = -10\,119 \text{ [N]} \quad (270)$$

$$Y_4 = \frac{-F_{r12} \cdot e - F_{a12} \cdot r_2}{e + f} = \frac{-8\,881 \cdot 55 - 5\,468 \cdot 176,617}{55 + 67} = -3\,912 \text{ [N]} \quad (271)$$

$$Y_3 = -Y_4 - F_{r12} = 3\,912 - 8\,881 = -4\,969 \text{ [N]} \quad (272)$$

$$Z_4 = F_{a12} = 5\,468 \text{ [N]} \quad (273)$$

### Radiální reakce v podpoře 3

$$F_{R3} = \sqrt{X_3^2 + Y_3^2} = \sqrt{(-10\,119)^2 + (-4\,969)^2} = 11\,274 \text{ [N]} \quad (274)$$

Při levém smyslu otáčení pastorku zachytává axiální síly působící na talířové kolo ložisko 4.

### Axiální reakce v podpoře 3

$$F_{A3} = 0 \text{ [N]} \quad (275)$$

### Radiální reakce v podpoře 4

$$F_{R4} = \sqrt{X_4^2 + Y_4^2} = \sqrt{(-8\,307)^2 + (-3\,912)^2} = 9\,182 \text{ [N]} \quad (276)$$





#### Axiální reakce v podpoře 4

$$F_{A4} = Z_4 = 5\,468 \text{ [N]} \quad (277)$$

#### Celková axiální síla působící na ložisko 3

$$F_{A3C} = \frac{0,5 \cdot F_{R3}}{Y_{kuž3}} = \frac{0,5 \cdot 9\,182}{1,3} = 4\,336 \text{ [N]} \quad (278)$$

#### Celková axiální síla působící na ložisko 4

$$F_{A4C} = |F_{A4} - F_{A3C}| = |5\,468 - 4\,336| = 1\,132 \text{ [N]} \quad (279)$$

#### Poměr radiální a axiální síly v ložisku 4

$$\frac{F_{A4C}}{F_{R4}} = \frac{1\,132}{9\,182} = 0,38 \text{ [-]} \quad (280)$$

Výpočet dynamických sil se řídí rovnicemi 131, resp. 132.

#### Dynamická síla ložiska 4

$$P_4 = F_{R4} = 9\,182 \text{ [N]} \quad (281)$$

#### Otáčková životnost ložiska 4

$$L_4 = \left(\frac{C_{kuž4}}{P_4}\right)^p = \left(\frac{1\,000 \cdot 401}{9\,182}\right)^{\frac{10}{3}} = 293\,346 \cdot 10^6 \text{ [ot]} \quad (282)$$

#### Kilometrová životnost ložiska 4

$$L_{4km} = \frac{2 \cdot L_4 \cdot \pi \cdot r_{kstiř}}{1000} = \frac{2 \cdot 293\,346 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000} = 516 \cdot 10^6 \text{ [km]} \quad (283)$$

#### Poměr radiální a axiální síly v ložisku 3

$$\frac{F_{A3C}}{F_{R3}} = \frac{4\,336}{11\,274} = 0,12 \text{ [-]} \quad (284)$$

Výpočet dynamických sil se řídí rovnicemi 131, resp. 132.

#### Dynamická síla ložiska 3

$$P_3 = F_{R3} = 11\,274 \text{ [N]} \quad (285)$$



### Otáčková životnost ložiska 3

$$L_3 = \left( \frac{C_{kuž3}}{P_3} \right)^p = \left( \frac{1\,000 \cdot 307}{11\,274} \right)^{\frac{10}{3}} = 60\,757 \cdot 10^6 \text{ [ot]} \quad (286)$$

### Kilometrová životnost ložiska 3

$$L_{3km} = \frac{2 \cdot L_3 \cdot \pi \cdot r_{kstř}}{1000} = \frac{2 \cdot 60\,757 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,28}{1000} = 107 \cdot 10^6 \text{ [km]} \quad (287)$$

Minimální kilometrová životnost je 800 000 km. Při porovnání kilometrových životností s touto hodnotou lze prohlásit, že navržená ložiska jsou značně předimenzována. Snížení životnosti by se dalo dosáhnout volbou speciálně vyrobených ložisek, které nejsou uvedeny v katalogu SKF a mají sníženou dynamickou životnost. Tato speciální úprava může spočívat například v použití menšího počtu kuželíků. V následující tabulce jsou uvedeny kilometrové životnosti ložisek při maximálním vstupním momentu (676 Nm) převodovky a při průměrném ekvivalentním vstupním momentu (443 Nm).

Tabulka 29 - Kilometrové životnosti ložisek 3 a 4

Ekvivalentní vstupní moment 676 Nm				
Smysl otáčení:		Pravý	Levý	
Ložisko 3	$L_{3km} =$	19	41	[10 <sup>6</sup> km]
Ložisko 4	$L_{4km} =$	23	198	[10 <sup>6</sup> km]
Ekvivalentní vstupní moment 443 Nm				
Smysl otáčení:		Pravý	Levý	
Ložisko 3	$L_{3km} =$	79	168	[10 <sup>6</sup> km]
Ložisko 4	$L_{4km} =$	96	809	[10 <sup>6</sup> km]

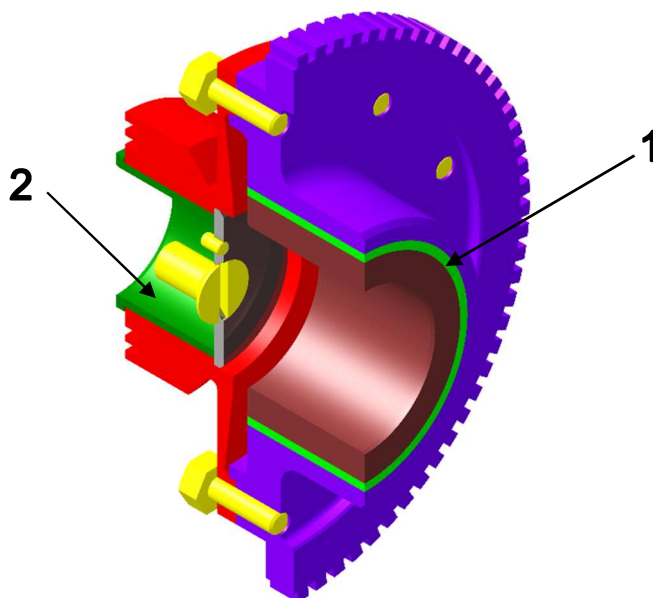
Ve všech zatíženích jsou ložiska značně předimenzovaná. Alternativou za kuželíková ložiska by mohly být např. radiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Tato ložiska jsou oproti kuželíkovým mnohem levnější. Dynamickou životnost mají srovnatelnou s kuželíkovými, tudíž dojde k poklesu kilometrové životnosti pouze vlivem změny součinitele trvanlivosti ložisek z 10/3 (čarový styk tělíska s kroužky ložiska) na 3 (bodový styk). Tím poklesne kilometrová životnost ložisek až na třetinu (při ztížení převodovky ekvivalentním vstupním momentem 509 Nm). Použití těchto ložisek by však vedlo k problémovější montáži celé výstupní hřídele převodovky. Při montáži je potřeba pečlivě seřizovat záběr ozubení. Po nalisování kuličkových ložisek do skříně už je následné seřizování záběru problematické. Vhodné by bylo řešení nalisováním ložiska do pouzder, a následně seřizovat záběr posouváním celého pouzdra, které by bylo ke skříně přichyceno např. šrouby. Takto vyřešené uložení by ale bylo konstrukčně zbytečně složité a tak volím mnou navržená kuželíková ložiska jako vhodné řešení.

## 8 Spojky v pohonu dvojkolí

Jako vstupní podklady pro návrh převodovky mi byly poskytnuty modely a informace ke vstupní a výstupní spojce. Spojky není potřeba kontrolovat výpočty, stačí pouze porovnat hodnoty, které vyšly z předchozích návrhů s hodnotami uvedenými v následujících popisech.

### 8.1 Vstupní spojka

Vstupní spojka je vybavena pryžovou vložkou na motorové straně spojky, která umožňuje vyrovnání drobných nesouosostí motoru vůči převodovce, pozice 1 viz obrázek č. 65. Dále je také vybavena tzv. prokluzovým pouzdem (poz. 2) na straně převodovky. Toto vydrží během provozu až 10 prokluzů.

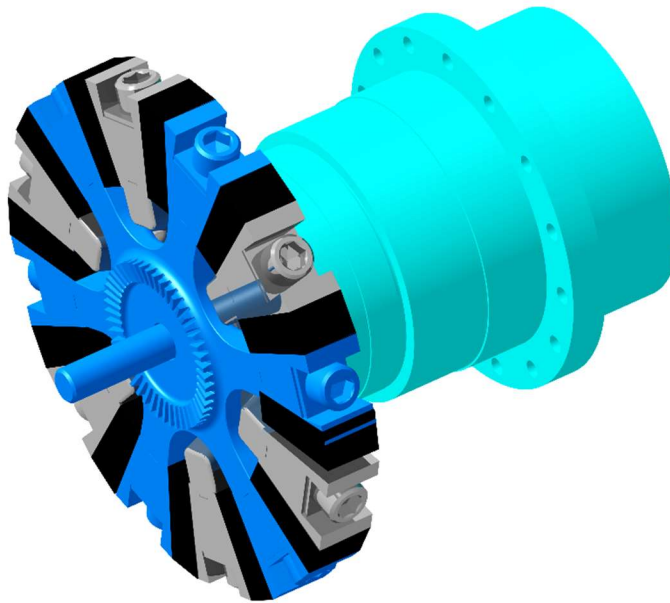


Obrázek 65 - Vstupní spojka

Toto pouzdro by bylo vhodné upravit tak, aby byl maximální trakční a brzdový moment roven maximálnímu vstupnímu momentu převodovky, který jsem stanovil na 676 Nm. Spojka je s motorem spojena pomocí lisovaných spojů. Nalisované jsou do sebe celkem čtyři díly. Rotor motoru, redukce, prokluzové pouzdro a část spojky s ozubeným hřebenem pro otáčkové čidlo. Na čele převodovkové strany spojky jsou vytvořené drážky jako uzavírající člen labyrintového těsnění. Hmotnost spojky je 13 kg.

### 8.2 Výstupní spojka

Výstupní spojka je od firmy KWD. Jedná se o spojku popsanou už v kapitole 5.2.1. Vidět ji lze také na obrázku 66. Zde popíšu pouze bližší specifické informace.



Obrázek 66 - Výstupní spojka převodovky

Tabulka 30 - Parametry výstupní spojky

Maximální skluzový moment	$M_{2max} =$	16 181	[Nm]
Maximální trakční moment		5 855	[Nm]
Maximální brzdňý moment		5 393	[Nm]
Maximální otáčky		900	[min <sup>-1</sup> ]

Spojka je konstruována na maximální otáčky 900 min<sup>-1</sup>. Tyto otáčky by při použitím průměru kol odpovídala rychlosti vozu cca 200 km/h. Pohon vozidla jsem navrhl tak, aby vozidlo dosahovalo maximální rychlosti 70 km/h.

### Maximální výstupní moment převodovky

$$M_{2pmax} = M_{pmax} \cdot i_p \cdot \eta_{př} = 676 \cdot 6,857 \cdot 0,98 = 4\,543 \text{ [Nm]} \quad (288)$$

Maximální trakční moment výstupní spojky je stanoven výrobcem na 5 855 Nm, viz tabulka 30. Z předchozího výpočtu vyplývá, že maximální ekvivalentní trakční moment na výstupním hřídeli nedosahuje této hodnoty o více než 1000 Nm. Maximální brzdňý moment je pak výrobcem stanoven na 5 393 Nm.

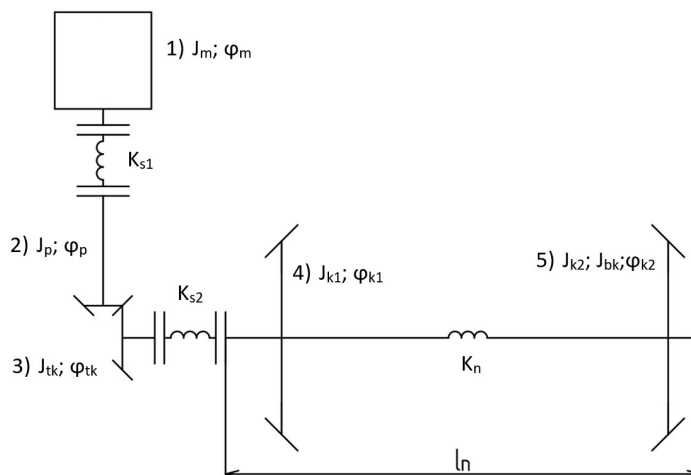
Maximální skluzový moment je navržen výrobcem na 16 181 Nm. Na tuto rázovou hodnotu bylo ověřované i ozubení. Tato hodnota skluzového momentu odpovídá součiniteli adheze cca 0,5 při obsazenosti vozidla 8 os/m<sup>2</sup>.

Z předchozího textu vyplývá, že poskytnutá spojka mému návrhu vyhovuje s dostatečným předimenzováním.

Životnost výstupní spojky je předepsána výrobcem na 750 000 km nebo 8 let.

## 9 Model torzní soustavy pohonu dvojkolí

Pro konstruktéry je vhodné znát vlastní frekvence torzní soustavy, aby se mohl vyhnout rezonanc. Reálné schéma torzní soustavy je složitější, než mnou nakreslené náhradní schéma viz obr. 67. Rozdíl by byl v modelu výstupní spojky převodovky. Tuhost této spojky se skládá z několika dílčích tuhostí, avšak výrobce uvádí pouze celkovou, tudíž lze schéma sestavit dle obrázku 67. Kvůli neznalosti tuhosti pryžových segmentů použitých pro odpružení kol jsou kola v torzní soustavě považována za monobloková.



Obrázek 67 - Náhradní schéma pohonu

Pro torzní soustavu z předchozího obrázku je potřeba sestavit pohybové rovnice. Pro pět těles vznikne pět pohybových rovnic.

### Pohybové rovnice torzní soustavy

$$1) \quad J_m \cdot \ddot{\varphi}_m + K_{s1}(\varphi_m - \varphi_p) = 0 \quad (289)$$

$$2) \quad J_p \cdot \ddot{\varphi}_p - K_{s1}(\varphi_m - \varphi_p) + T_1 \cdot r_1 = 0 \quad (290)$$

$$3) \quad J_{tk} \cdot \ddot{\varphi}_{tk} + K_{s2}(\varphi_{tk} - \varphi_{k1}) - T_1 \cdot r_2 = 0 \quad (291)$$

$$4) \quad J_{k1} \cdot \ddot{\varphi}_{k1} - K_{s2}(\varphi_{tk} - \varphi_{k1}) + K_n(\varphi_{k1} - \varphi_{k2}) = 0 \quad (292)$$

$$5) \quad (J_{k2} + J_{bk}) \cdot \ddot{\varphi}_{k2} - K_n(\varphi_{k1} - \varphi_{k2}) = 0 \quad (293)$$

Výše uvedená soustava pěti rovnic obsahuje šest neznámých ( $\varphi_m$ ,  $\varphi_p$ ,  $\varphi_{tk}$ ,  $\varphi_{k1}$ ,  $\varphi_{k2}$  a sílu  $T_1$ ). Pro zjednodušení provedu vyjádření síly  $T_1$  z druhé rovnice a vyjádřím kinematický převod, s jehož pomocí vyjádřím vazbu mezi  $\varphi_p$  a  $\varphi_{tk}$ .

### Kinematický převod převodovky

$$i_p = \frac{r_2}{r_1} = 6,857 [-] \quad (294)$$



### Vazba mezi $\varphi_p$ a $\varphi_{tk}$ .

$$\varphi_p = \varphi_{tk} \cdot i_p \quad (295)$$

$$\ddot{\varphi}_p = \ddot{\varphi}_{tk} \cdot i_p \quad (296)$$

Tímto jsem sestavu rovnic zredukoval na čtyři pohybové rovnice se čtyřmi neznámými.

### Zreduované pohybové rovnice

$$1') \quad J_m \cdot \ddot{\varphi}_m + K_{s1} \varphi_m - K_{s1} \cdot \varphi_{tk} \cdot i_p = 0 \quad (297)$$

$$3') \quad (J_{tk} + J_p \cdot i_p^2) \cdot \ddot{\varphi}_{tk} - K_{s1} \cdot \varphi_m \cdot i_p + K_{s1} \cdot \varphi_{tk} \cdot i_p^2 + K_{s2} \cdot \varphi_{tk} - K_{s2} \cdot \varphi_{k1} = 0 \quad (298)$$

$$4') \quad J_{k1} \cdot \ddot{\varphi}_{k1} - K_{s2} \varphi_{tk} + K_{s2} \varphi_{k1} + K_n \varphi_{k1} - K_n \varphi_{k2} = 0 \quad (299)$$

$$5') \quad (J_{k2} + J_{bk}) \cdot \ddot{\varphi}_{k2} - K_n \varphi_{k1} + K_n \varphi_{k2} = 0 \quad (300)$$

Pro zapsání do programu Matlab je potřeba tyto rovnice přepsat do maticového zápisu dle následujícího předpisu.

### Maticový předpis

$$J \cdot \ddot{\varphi} + K \cdot \varphi = 0 \quad (301)$$

### Maticový zápis pohybových rovnic

$$\begin{bmatrix} J_m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{tk} + J_p \cdot i_p^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{k1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{k2} + J_{bk} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_m \\ \ddot{\varphi}_{tk} \\ \ddot{\varphi}_{k1} \\ \ddot{\varphi}_{k2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{s1} & -K_{s1} \cdot i_p & 0 & 0 \\ -K_{s1} \cdot i_p & K_{s1} \cdot i_p^2 + K_{s2} & -K_{s2} & 0 \\ 0 & 0 & K_{s2} + K_n & -K_n \\ 0 & 0 & -K_n & K_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_m \\ \varphi_{tk} \\ \varphi_{k1} \\ \varphi_{k2} \end{bmatrix} = 0 \quad (302)$$

Hodnoty momentů setrvačnosti jsem odečetl z 3D modelu vytvořeného v programu Catia V5, kromě momentu setrvačnosti motoru (kotvy). Ten byl uveden v technické zprávě motoru.

Tabulka 31 – Hodnoty momentů setrvačnosti soustavy

Moment setrvačnosti motoru	$J_m =$	0,349	$[kg \cdot m^2]$
Moment setrvačnosti pastorku	$J_p =$	$6,5 \cdot 10^{-4}$	$[kg \cdot m^2]$

Moment setrvačnosti talířového kola	$J_{tk} =$	0,5	$[kg \cdot m^2]$
Moment setrvačnosti tramvajového kola	$J_{k1} = J_{k2} =$	10,2	$[kg \cdot m^2]$
Moment setrvačnosti brzdového kotouče	$J_{bk} =$	0,7	$[kg \cdot m^2]$

K výpočtu jsou potřeba také hodnoty jednotlivých tuhostí soustavy. Tuhosti spojek jsem získal od ŠT. Torzní tuhost vstupní spojky převodovky je dána vyrovnávacím pouzdem z pryže. Tuhost nápravy je spočítána dle rovnice č. 303, kde modul pružnosti ve smyku oceli  $G = 81 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ , poloměr nápravy  $r_n = 0,0625 \text{ m}$  a délka nápravy  $l_n = 1,76 \text{ m}$ .

Tabulka 32 - Hodnoty tuhostí spojek

Torzní tuhost vstupní spojky	$K_{s1} =$	11 290	$[kNm/rad]$
Torzní tuhost výstupní spojky	$K_{s2} =$	372	$[kNm/rad]$

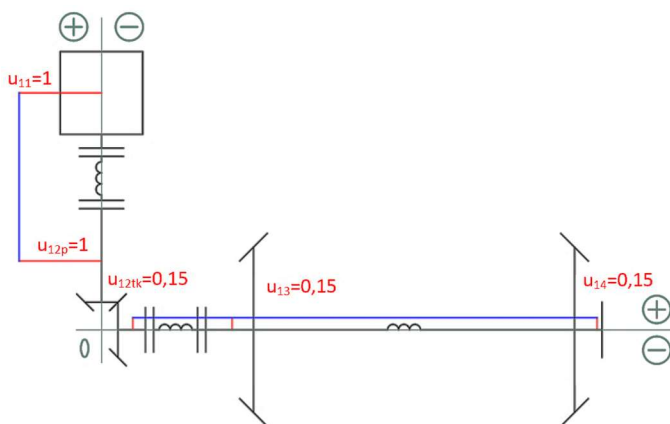
### Torzní tuhost nápravy

$$K_n = \frac{\pi \cdot G \cdot r_n^4}{2 \cdot l_n} = \frac{\pi \cdot 81 \cdot 10^9 \cdot 0,0625^4}{2 \cdot 1,76} = 1\,103 \text{ [kNm/rad]} \quad (303)$$

Nyní již jsem schopen stanovit vlastní frekvence torzního kmitání a vlastní kmitové tvary torzní soustavy. Tyto výpočty jsou provedeny pomocí skriptu (viz příloha č. 10) vytvořeného v programu Matlab.

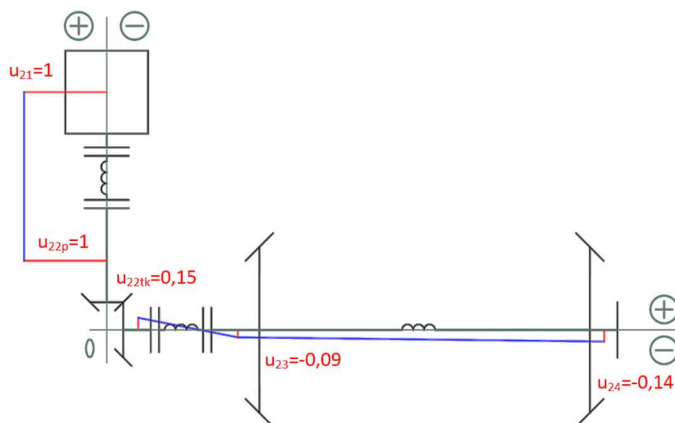
V následující části dokumentuji vlastní kmitové tvary při kmitání torzní soustavy pohonu dvojkolí právě příslušnou vlastní frekvencí. Protože torzní soustava má pět hmot a čtyři torzní pružiny, vychází první vlastní frekvence rovna nule a představuje tak volné otáčení soustavy pohonu dvojkolí.

## 9.1 Volné otáčení – vlastní frekvence $f = 0 \text{ Hz}$



Obrázek 68 - 1. Kmitový tvar

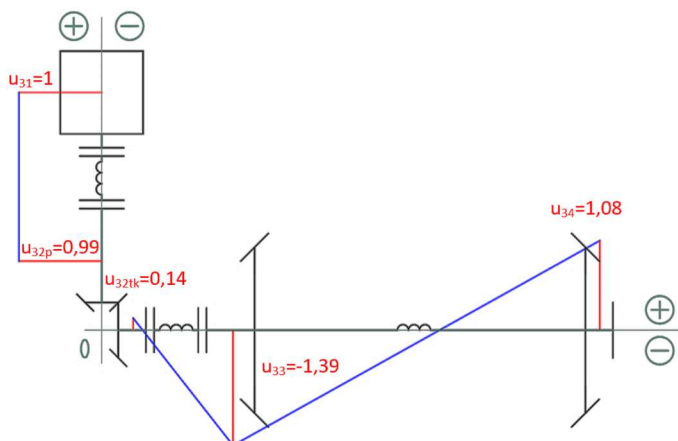
## 9.2 První vlastní frekvence $f = 30,1$ Hz



Obrázek 69 - 2.Kmitový tvar

Z obrázku 69 vyplývá, že při frekvenci 30,1 Hz dochází k protiběžným torzním kmitům ve výstupní spoje.

## 9.3 Druhá vlastní frekvence $f = 76,7$ Hz

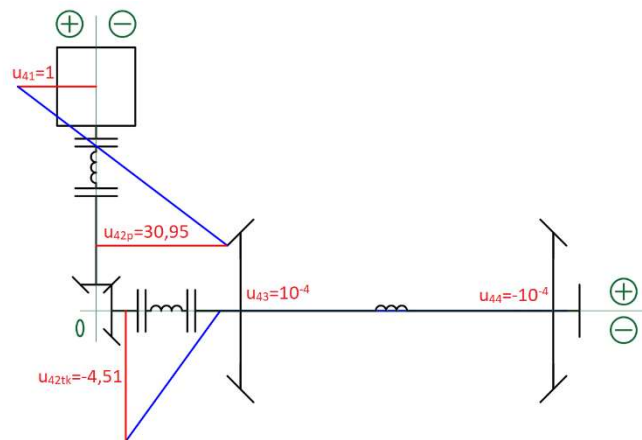


Obrázek 70 - 3.Kmitový tvar

Z obrázku 70 vyplývá, že při frekvenci 76,7 Hz dochází k protiběžným torzním kmitům ve výstupní spoje a na nápravě dvojkolí.



## 9.4 Třetí vlastní frekvence $f = 5\,119\text{ Hz}$

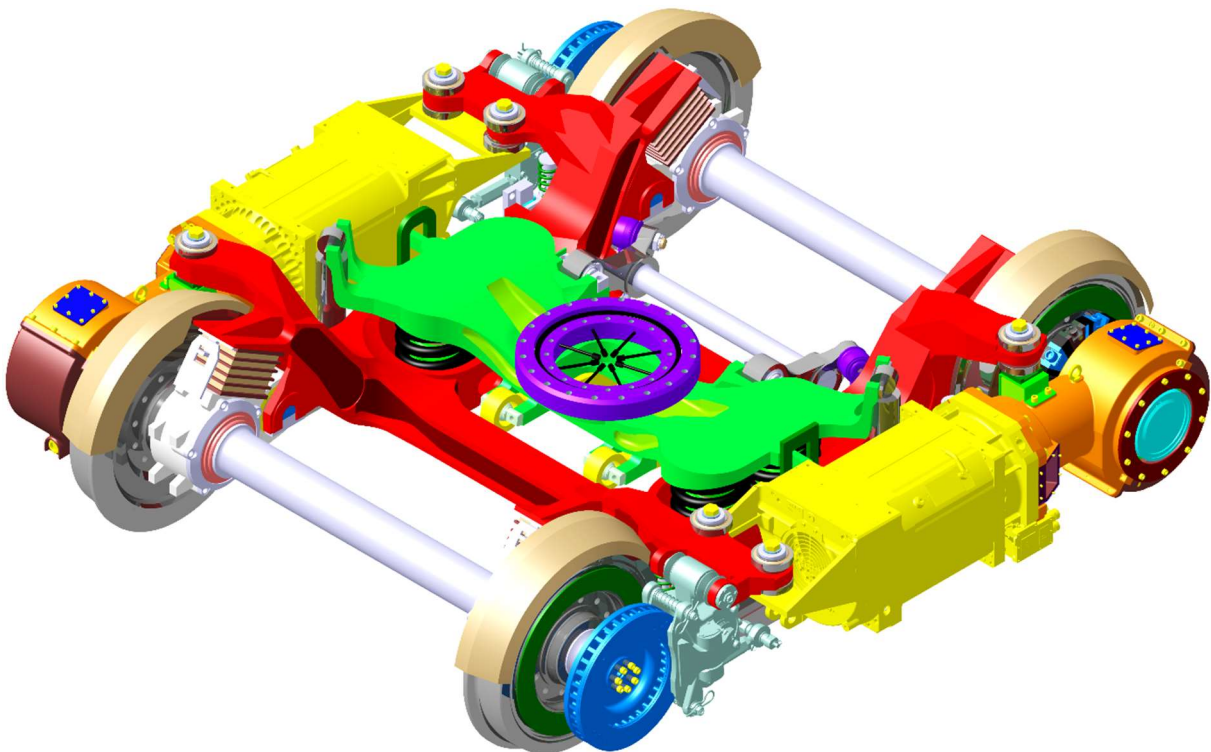


Obrázek 71 - 3.Kmitový tvar

Z obrázku 71 vyplývá, že při frekvenci  $5\,119\text{ Hz}$  se nejvýrazněji projevují protiběžné torzní kmity ve vstupní spojnici, umístěné mezi trakčním motorem a pastorkem převodovky.

## 10 Konstrukční řešení pohonu

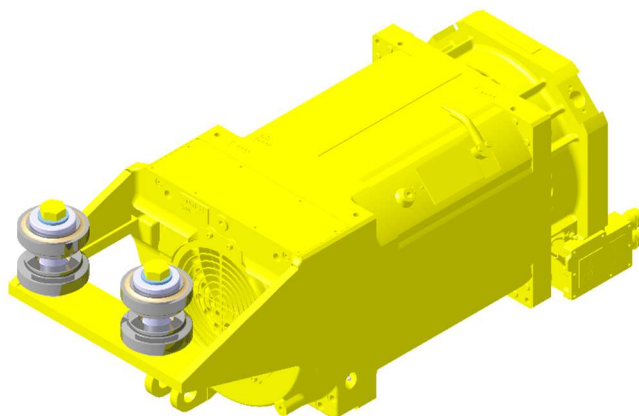
Konstrukční řešení jsem vytvořil pomocí programu Catia V5. Model podvozku mi byl poskytnut od ŠT.



Obrázek 72 - Trakční podvozek

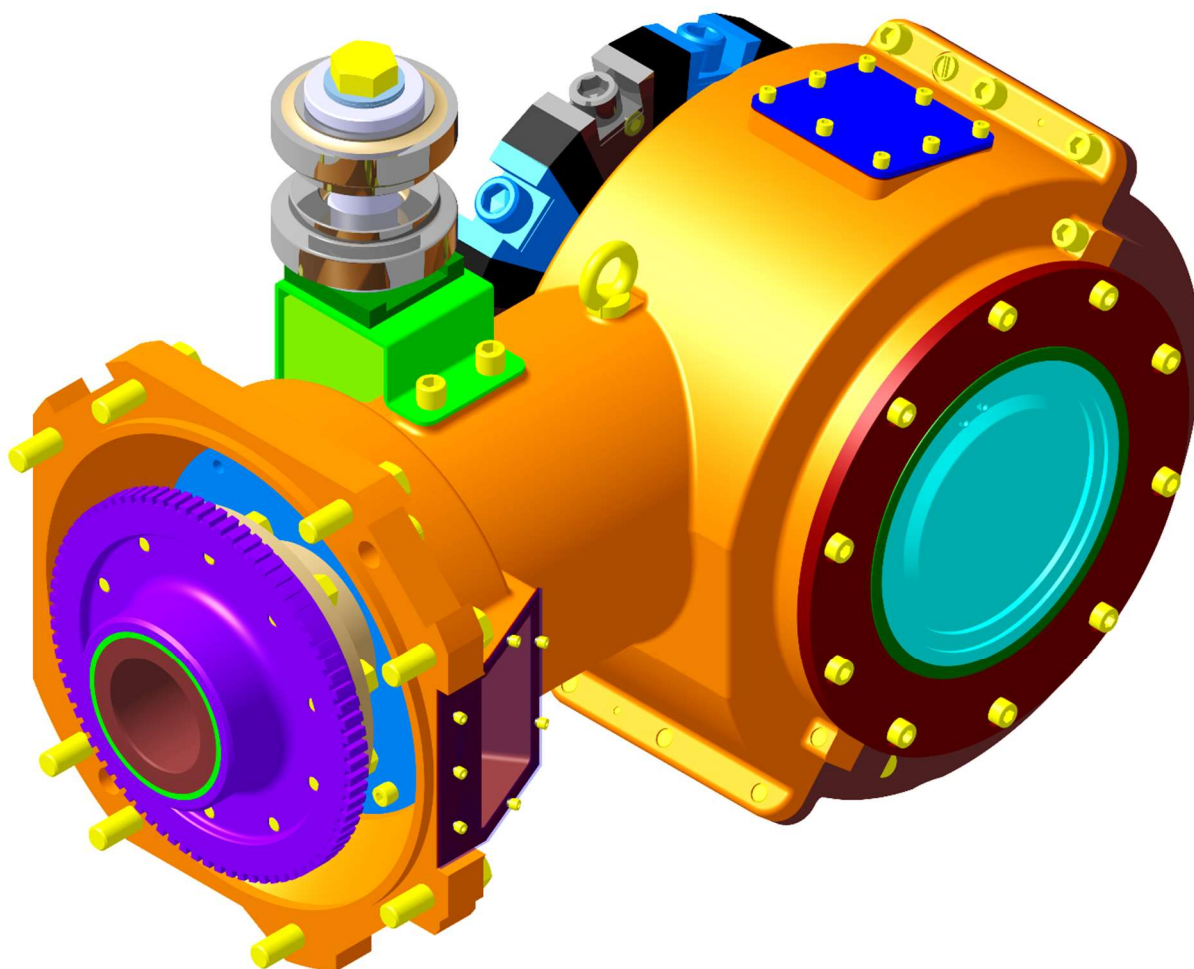
## 10.1 Zavěšení motoru

Zavěšení motoru je provedeno podobně, jako u převodovky, pomocí silentbloků. Reakční moment od pohonu zachytává právě toto zavěšení.

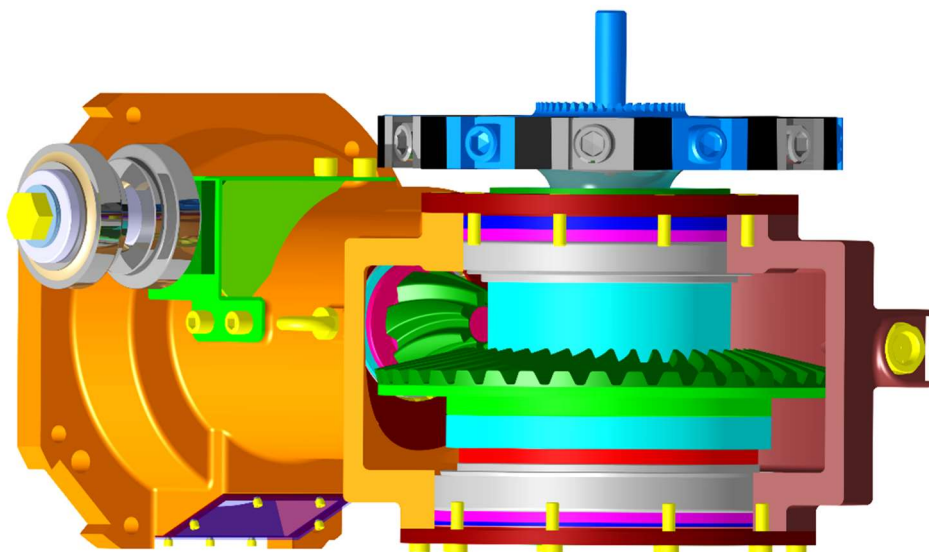


Obrázek 73 - Zavěšení motoru

## 10.2 Převodovka



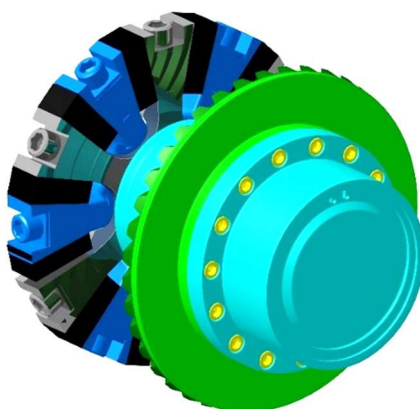
Obrázek 74 – Převodovka



Obrázek 75 - Pohled dovnitř převodovky

### 10.2.1 Spojení talířového kola s výstupní spojkou

Předpokládám, že výstupní hřídel spojky a talířové kolo jsou vyrobeny z různých materiálů. I kdyby byly ze stejného, byla by výroba takového dílce značně komplikovaná. Proto volím spojení ozubení se spojkou pomocí šroubových spojů. Z prostorových důvodů volím použití imbusových šroubů s metrickým závitem M12. Spoj je shodný se spojením výstupního hřídele s výstupním ozubeným kolem v předchozím řešení pohonu pomocí dvoustupňové kuželočelní převodovky. Z tohoto důvodu není potřeba spojení kontrolovat. Převodovka v této diplomové práci je omezena na maximální vstupní moment 676 Nm. U původního řešení se počítá se vstupním momentem cca 1060 Nm a lze tedy prohlásit, že toto spojení je bezpečné.



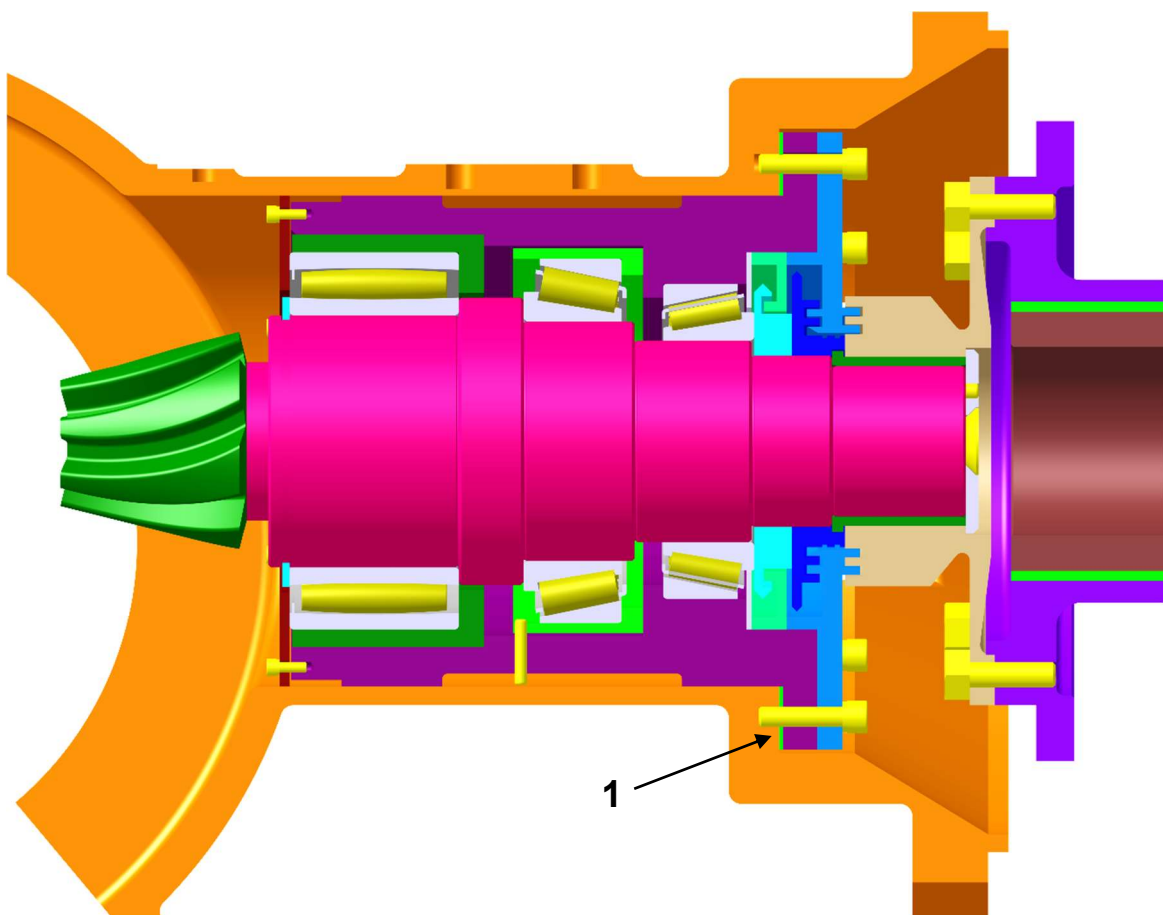
Obrázek 76 - Výstupní spojka s talířovým kolem

## 10.2.2 Uložení pastorku

Uložení pastorku je provedeno kuželíkovými ložisky v kombinaci s toroidním ložiskem, přičemž prostřední ložisko v uložení (kuželíkové) je radiálně volné. Toto ložisko přenáší pouze axiální síly. Celé uložení pastorku je uzavřené v pouzdru a do převodovkové skříně je tak pastorek montován kompletně i s ložisky. Z pohledu účinnosti a snížení hlučnosti soukolí je třeba správně seřídit záběr pastorku do talířového kola. Na obrázku číslo 77 lze vidět plochy ideálního záběru soukolí. Toto seřízení záběru se v mnou navržené převodovce provádí sadou podložek mezi pouzdem uložení pastorku a skříní převodovky (poz. 1 viz obrázek číslo 78). Tyto podložky se brousí postupně podle záběrové zkoušky tak, aby záběrové plochy vypadaly tak, jako je tomu na obrázku 77. Utěsnění převodovky směrem k motoru zajišťuje labyrintové těsnění.



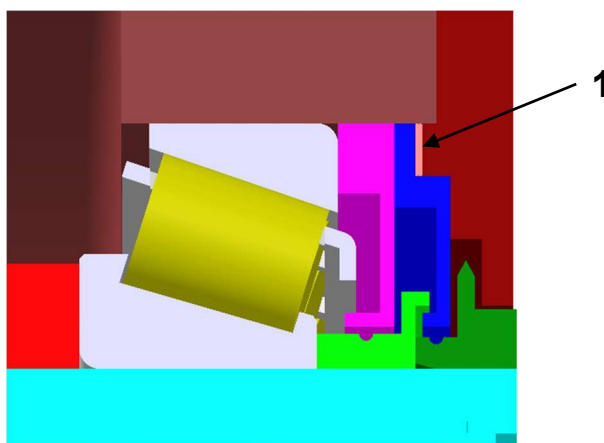
Obrázek 77 – Ideální styk soukolí [13]



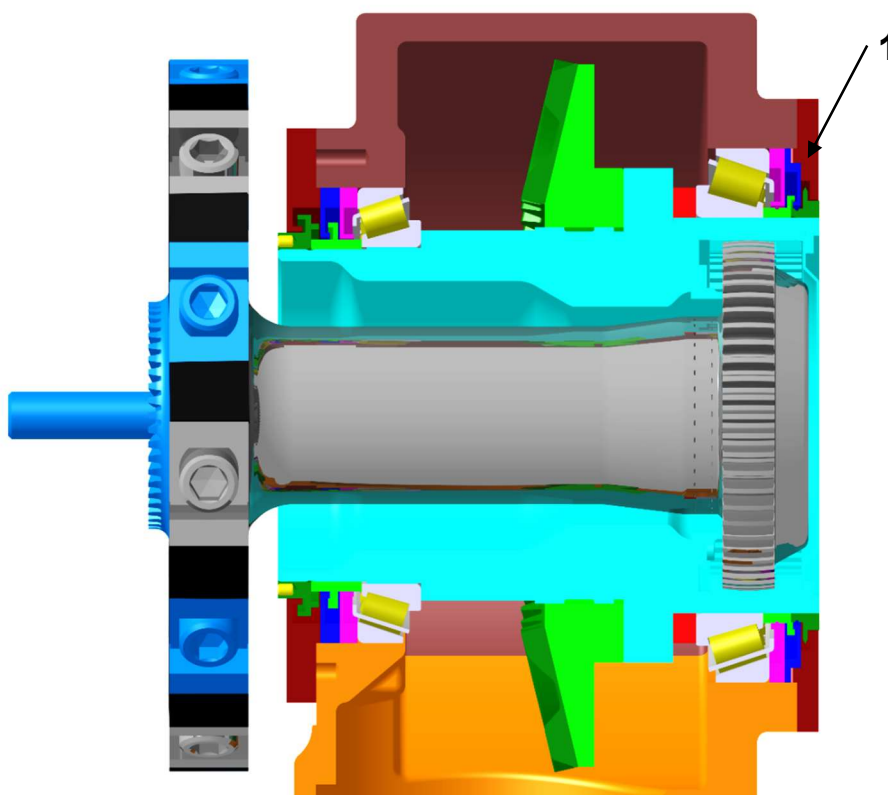
Obrázek 78 - Uložení pastorku

### 10.2.3 Uložení talířového kola

Talířové kolo je společně s výstupní spojkou uloženo do kuželíkových ložisek montovaných do tvaru „X“. Pro správné seřízení předpětí v ložiskách je v uložení použita sada podložek o tloušťkách 0,1-0,5 mm. Tyto podložky jsou označeny jako pozice 1 na následujícím obrázku č. 79, resp. 80. Utěsnění je provedeno opět pomocí labyrintových těsnění.



Obrázek 79 - Seřizovací podložky

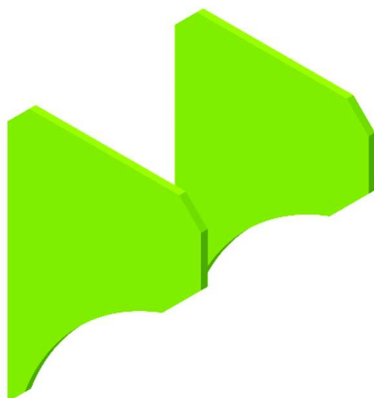


Obrázek 80 - Uložení talířového kola

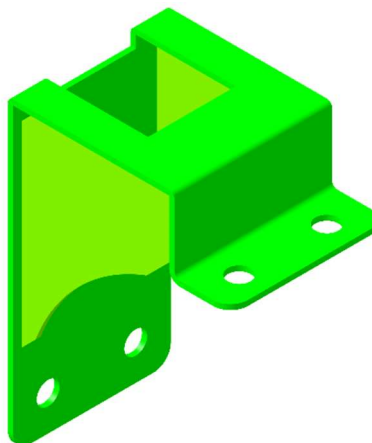
### 10.2.4 Zavěšení převodovky



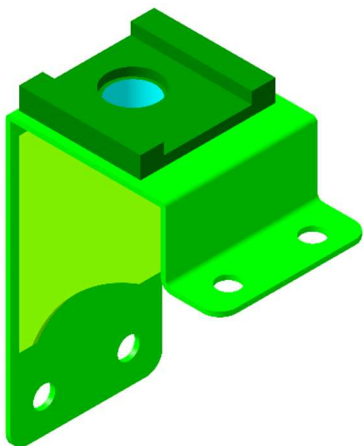
Zavěšení převodovky je provedeno pomocí svislé závěsky. Tuto závěsku tvoří svařovaná konzole, která je k převodovce přišroubována imbusovými šrouby. Kvůli dynamickým účinkům během provozu je spojení konzoly a rámu podvozku zajištěno silentbloky staženými šroubem. Tento šroub je zachycen do závitové díry viditelné na obrázku 83. Zajištění šroubu proti povolení může být provedeno například pomocí lepidla Loctite. Samotnou konstrukci konzoly a zajištění zavěšení pak lze vidět na následujících obrázcích.



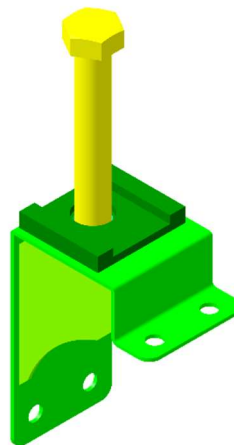
Obrázek 81 - Vzpěry konzoly



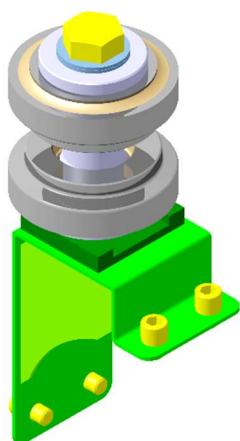
Obrázek 82 - Díleč svařenec konzoly



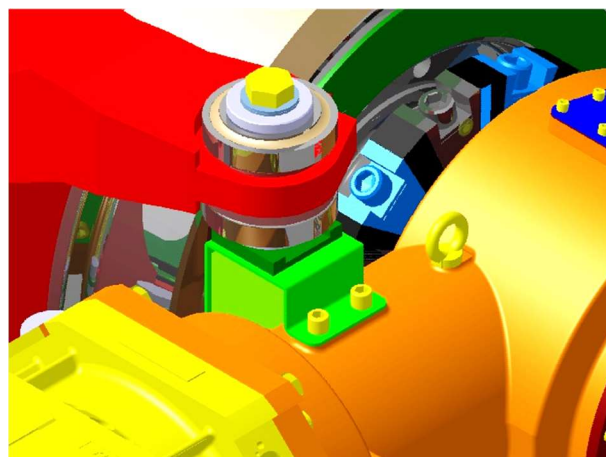
Obrázek 83 - Svařenec konzoly



Obrázek 84 - Ukázka zachycení šroubu



Obrázek 85 - Závěska převodovky



Obrázek 86 - Spojení převodovky s rámem podvozku

## 11 Závěr

V diplomové práci jsem vytvořil návrh náhrady dvoustupňové nápravové převodovky jednostupňovou. Při tomto návrhu náhrady bylo požadováno zachování několika původních komponent (podvozek, vstupní spojka, výstupní spojka a motor). Mezi další požadavky patřila rychlost vozidla. Tu ŠT požadovala 70km/h. Při postupném navrhování jsem zjistil několik úskalí. Jednotlivá zjištěná úskalí zde stručně popisují v následujícím textu. Podrobně jsou pak popsána v textu diplomové práce.

### 11.1 Maximální redukované stoupání

Navrhnutý převodový poměr převodovky by umožňoval vozidlu jezdit v městském provozu do redukovaného stoupání až 80‰. U rychlodrážního provozu by to bylo pouze do 40‰. Jak se později ukázalo, z důvodu vysokých hodnot napětí v dotyku v ozubení, je vozidlo schopno efektivně jezdit pouze do 40‰ redukovaného stoupání. Při redukovaném stoupání 80‰ bude mít vozidlo příliš malé zrychlení ( $0,45 \text{ m/s}^2$  při obsazenosti  $4 \text{ os/m}^2$ ). Vysoké hodnoty napětí v dotyku vedly k omezení pohonu maximálním dovoleným trakčním momentem.

### 11.2 Maximální trakční moment převodovky

Průměr pastorku je u takto zvoleného převodového poměru příliš malý. Dochází tak k velkým hodnotám napětí v dotyku v ozubení. Tento problém jsem vyřešil snížením dovoleného maximálního vstupního hnacího momentu na 676 Nm. Toto omezení sice také sníží trakční sílu vozidla, ale stále převodový poměr umožňuje využívání velkého rozsahu otáček motoru. Následovat budou některé návrhy na vyřešení tohoto problému.



### **11.2.1 Zvětšení průměru pastorku**

Změna průměru pastorku se dá provést dvěma způsoby. První je zvětšení modulu ozubení. To by vedlo ke zvětšení průměru talířového kola, které je však již navrženo na maximální možný průměr. Druhou možností je zvýšení počtu zubů pastorku. To by vedlo ke snížení převodového poměru. To by mělo za následek, že by vozidlo bylo schopné jezdit vyšší rychlostí ale s malým zrychlením, protože by nemělo dostatek trakční síly.

### **11.2.2 Změna motoru**

Řešením popsaného problému by mohla být náhrada stávajícího rychloběžného asynchronního motoru za pomaloběžný synchronní motor. To by ovšem vedlo k větším zástavbovým prostorům pohonu. Při použití stávajícího motoru je šířka trakčního podvozku 2 333 mm. Se synchronním motorem je možné, že by byl pohon použitelný pouze pro vozidla se širší skříní. Tato změna motoru by případně umožňovala snížení převodového poměru převodovky.

### **11.2.3 Použití většího podílu trakce.**

Dané vozidlo je navrženo pro 2/3 trakci. Při použití plné trakce vozidla by mohlo dojít k vyřešení tohoto problému, avšak by bylo potřeba tuto změnu ověřit výpočtem. Tato změna povede ke zvýšení nápravového zatížení u prostředního podvozku, které by mohlo překročit maximální dovolené hodnoty.

## **11.3 Shrnutí závěru**

Navržený pohon je vhodný pouze pro rovinatější města. Pro provoz na kopcovitých tratích doporučuji ponechat stávající používané řešení pohonu s dvoustupňovou kuželočelní převodovkou.

V diplomové práci jsem neprováděl pevnostní kontrolu navržené skříně převodovky. Při dalším pokračování v tématu by bylo potřeba tuto kontrolu provést.

V dílčích kapitolách jsem vypracoval všechny body zadání.





## 12 Seznam použité literatury

- [1] Škoda Transportation
- [2] 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 dopravní techniky/UDT-p%C5%99edn%C3%A1%C5%A1ky.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211026-Uvod%20do%20dopravni%20techniky/UDT-p%C5%99edn%C3%A1%C5%A1ky.pdf)
- [3] Bezbariérová tramvaj EVO 1, © PRAGOIMEX a.s., [online]. [cit. 2017-25-10]. Dostupné na: <http://www.pragoimex.cz/page/bezbarierova-tramvaj-evo-1-275>
- [4] Vom Combino zum Avenio, ©Siemens AG 2013[online]. Dostupné na: [http://www.schieneFahrzeugtagung.at/download/PDF2013/27\\_Uebel-Rennert.pdf](http://www.schieneFahrzeugtagung.at/download/PDF2013/27_Uebel-Rennert.pdf)
- [5] Bogie for Railway Vehicle with a Suspension System, Alstom Transport SA, [online]. Dostupné na: <https://www.google.com/patents/US20130333590>
- [6] SEIDL, Oldřich, 1997. Kontrolní výpočet hypoidní převodovky č.v. : 1-0996-03-02 pro tramvaj RT8 D5M
- [7] Medital, Hypoidní převody, [online]. Dostupné na: <https://www.medital.com/products/hypoid-gears>
- [8] VONDRA, Tomáš, 2015. Výroba ozubení kuželových soukolí <https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/40035/BP.pdf?sequence=1>
- [9] Kugl, O., Houkal, J., Tomek, P., Zýma, J., *Projekt III. Ročník*, Vydavatelství ČVUT, 2005, ISBN 80-01-03205-1
- [10] PRÁŠIL, Ludvík, Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby, 2010 [http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf)
- [11] Katalogy ložisek SKF, [www.skf.cz](http://www.skf.cz)
- [12] KOLÁŘ, Josef, Příslušenství kolejových vozidel (prezentace z přednášek). 2018
- [13] Záběrová zkouška ozubení, [online] 2018. Dostupné na: <http://www.pirate4x4.com/forum/general-4x4-discussion/1088849-gear-pattern-check.html>



## 13 Seznam obrázků

Obrázek 1 - Pohon kuželočelní převodovkou.....	15
Obrázek 2 - Uspořádání sedadel 2+1 [12].....	17
Obrázek 3 - Uspořádání sedadel 2+2 [12].....	17
Obrázek 4 - Pohonný blok vozu Urbos 3 [2].....	18
Obrázek 5 - Podvozek tramvaje EVO1 [3].....	19
Obrázek 6 - Pohon tramvaje 15T .....	19
Obrázek 7 - Pohon tramvaje 15T [2] .....	20
Obrázek 8 - Pohon s podélnou osou trakčního motoru .....	20
Obrázek 9 - Klínová prstencová spojka [1].....	21
Obrázek 10 - Podvozek Ixége [2] .....	22
Obrázek 11 - Sekundární vypružení [5].....	23
Obrázek 12 - Primární vypružení [5].....	23
Obrázek 13 - Podvozek Ipomos .....	23
Obrázek 14 - Řez pohonem tramvaje Combino [2] .....	24
Obrázek 15 - Torzní spojka [1] .....	24
Obrázek 16 - Dvojitá klínová prstencová spojka [1].....	24
Obrázek 17 - Podvozek tramvaje Combino pro rozchod 1435 mm [2] .....	25
Obrázek 18 - Podvozek tramvaje Combino pro rozchod 1000 mm [2] .....	26
Obrázek 19 - Podvozek tramvaje Avenio [4] .....	26
Obrázek 20 - Typový výkres vozidla FC33 [1].....	27
Obrázek 21 - Spojitá zatížení od skříně .....	29
Obrázek 22 - Rozdělení podlahy do sektorů .....	29
Obrázek 23 - Výpočtový model nápravových zatížení – zadní část .....	31
Obrázek 24 - Výpočtový model nápravových zatížení – přední část.....	32
Obrázek 25 - Nápravová zatížení.....	35
Obrázek 26 - Charakteristika motoru v režimu jízdy.....	39
Obrázek 27 - Charakteristika motoru v režimu brzdy .....	39
Obrázek 28 - Rozměrový náčrtek prostoru pro převodovku .....	41
Obrázek 29 - Rychlostní charakteristika.....	44



Obrázek 30 - Průběh trakčních sil omezených maximálním zrychlením .....	45
Obrázek 31 - Průběh zrychlení .....	46
Obrázek 32 - Brzdová charakteristika .....	48
Obrázek 33 - Průběh zpomalení .....	49
Obrázek 34 - Dráhový tachogram pro jízdu po rovině v městském provozu .....	51
Obrázek 35 - Dráhový tachogram pro jízdu po rovině v rychlodrážním provozu .....	51
Obrázek 36 - Dráhový tachogram pro stoupání 40‰ v městském provozu .....	52
Obrázek 37 - Dráhový tachogram pro stoupání 40‰ v rychlodrážním provozu .....	52
Obrázek 38 - Dráhový tachogram pro stoupání 80‰ v městském provozu .....	53
Obrázek 39 - Průběh síly a výkonu ve stoupání 40‰ v městském provozu .....	54
Obrázek 40 - Stanovení ekvivalentní síly .....	55
Obrázek 41 - Hypoidní soukolí [7] .....	57
Obrázek 42 - Základní geometrie soukolí .....	58
Obrázek 43 - Geometrie zakřivení zubů .....	59
Obrázek 44 - Tvar věnce pastorku .....	61
Obrázek 45 - Geometrie rozkladu sil na pastorku [10] .....	70
Obrázek 46 - Kinematické schéma pojezdu .....	71
Obrázek 47 - Hypoidní soukolí .....	71
Obrázek 48 - Rozklad sil na pastorku .....	72
Obrázek 49 - Rozklad sil na talířovém kole .....	72
Obrázek 50 - Uložení kuželíkových ložisek do "X" .....	76
Obrázek 51 - Uložení ložisek do "O" .....	76
Obrázek 52 - Schéma zatížení pastorku .....	76
Obrázek 53 - Schéma zatížení pastorku .....	80
Obrázek 54 - Upravené schéma zatížení pastorku .....	80
Obrázek 55 - Rozdělení nosníku .....	82
Obrázek 56 - Radiálně volné kuželíkové ložisko [1] .....	86
Obrázek 57 - Schéma zatížení pastorku .....	87
Obrázek 58 - Rozměry toroidního ložiska [11] .....	89
Obrázek 59 - Rozměry uložení toroidního ložiska [11] .....	89
Obrázek 60 - Rozměry kuželíkového ložiska [11] .....	90



Obrázek 61 - Rozměry uložení kuželíkového ložiska [11] .....	90
Obrázek 62 – Schéma zatížení pastorku .....	93
Obrázek 63 - Schéma zatížení talířového kola.....	97
Obrázek 64 - Schéma zatížení talířového kola.....	101
Obrázek 65 - Vstupní spojka .....	105
Obrázek 66 - Výstupní spojka převodovky .....	106
Obrázek 67 - Náhradní schéma pohonu .....	107
Obrázek 68 - 1.Kmitový tvar .....	109
Obrázek 69 - 2.Kmitový tvar .....	110
Obrázek 70 - 3.Kmitový tvar .....	110
Obrázek 71 - 3.Kmitový tvar .....	111
Obrázek 72 - Trakční podvozek .....	111
Obrázek 73 - Zavěšení motoru.....	112
Obrázek 74 – Převodovka .....	112
Obrázek 75 - Pohled dovnitř převodovky .....	113
Obrázek 76 - Výstupní spojka s talířovým kolem.....	113
Obrázek 77 – Ideální styk soukolí [13] .....	114
Obrázek 78 - Uložení pastorku.....	114
Obrázek 79 - Seřizovací podložky.....	115
Obrázek 80 - Uložení talířového kola .....	115
Obrázek 81 - Vzpěry konzoly .....	116
Obrázek 82 - Dílčí svařenec konzoly.....	116
Obrázek 83 - Svařenec konzoly .....	116
Obrázek 84 - Ukázka zachycení šroubu.....	116
Obrázek 85 - Závěska převodovky.....	117
Obrázek 86 - Spojení převodovky s rámem podvozku .....	117

## 14 Seznam tabulek

Tabulka 1 - Výtah ze zákona o provozu na pozemních komunikacích.....	16
Tabulka 2 - Výtah z normy ČSN 28 1300 .....	16
Tabulka 3 – Zadané hmotnosti vozu .....	28



Tabulka 4 - Plocha pro stání.....	29
Tabulka 5 - Tíhové síly vybavení.....	30
Tabulka 6 - Rozměry potřebné k určení nápravových zatížení.....	30
Tabulka 7 - Nápravová zatížení v jednotlivých stavech zatížení .....	35
Tabulka 8 - Hmotnosti vozidla v jednotlivých stavech zatížení .....	36
Tabulka 9 - Hodnoty motoru při zatěžovateli S1 .....	37
Tabulka 10 - Průměrná zrychlení .....	47
Tabulka 11 - Hodnoty ekvivalentních veličin.....	56
Tabulka 12 – Průměrné ekvivalentní hodnoty veličin pro výpočet převodovky.....	56
Tabulka 13 - Zvolené vstupní hodnoty pro výpočet ozubení .....	58
Tabulka 14 - Mechanické vlastnosti zvolených materiálů.....	61
Tabulka 15 – Konečné průměrné ekv. hodnoty veličin pro výpočet převodovky .....	63
Tabulka 16 - Zvolené koeficienty.....	63
Tabulka 17 - Bezpečnosti ozubení pro ekvivalentní moment .....	69
Tabulka 18 - Síly v ozubení při max. ekv. momentu 509 Nm .....	74
Tabulka 19 - Zvolené hodnoty vzdáleností uložení .....	77
Tabulka 20 - Výpočtové hodnoty ložisek .....	78
Tabulka 21 - Zvolené hodnoty vzdáleností uložení .....	81
Tabulka 22 - Výpočtové hodnoty ložiska .....	84
Tabulka 23 - Zvolené hodnoty vzdáleností uložení .....	87
Tabulka 24 – Potřebné výpočtové a rozměrové hodnoty ložiska 0.....	89
Tabulka 25 -Potřebné výpočtové a rozměrové hodnoty ložisek 1 a 2 .....	90
Tabulka 26 - Kilometrové životnosti při daných momentech .....	96
Tabulka 27 - Zvolené hodnoty vzdáleností uložení .....	98
Tabulka 28 -Potřebné výpočtové a rozměrové hodnoty ložisek 3 a 4 .....	99
Tabulka 29 - Kilometrové životnosti ložisek 3 a 4.....	104
Tabulka 30 - Parametry výstupní spojky .....	106
Tabulka 31 – Hodnoty momentů setrvačnosti soustavy .....	108
Tabulka 32 - Hodnoty tuhostí spojek .....	109



## 15 Seznam příloh

- [1] Typový výkres FC33
- [2] Zatěžující síly
- [3] Nápravová zatížení
- [4] Dílčí hodnoty pro výpočet ekvivalentních veličin
- [5] Rajdl\_Torzni soustava
- [6] RAJDL\_FC33
- [7] 00-TRAKCNI PODVOZEK - STRUKTURA
- [8] 00 TRAKCNI PODVOZEK
- [9] 00-01-03 PREVODOVKA
- [10] Rajdl\_torzni\_soustava

### 15.1 Sestavné výkresy

Sestavné výkresy jsou přiloženy k diplomové práci v tištěné podobě. V elektronické formě jsou pak k práci přiloženy pod označením přílohy 8, resp. 9. Kusovníky k sestavným výkresům jsem vytvořil pomocí programu MS Word. Tento soubor je přiložen k diplomové práci jako příloha č. 7.