

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Studie trakčního podvozku kolejového elektrobusu

Autor: Tomáš Hromádka

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

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hromádka** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **424844**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací 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:

Studie trakčního podvozku kolejového elektrobusu

Název diplomové práce anglicky:

Design studie of the traction bogie of the electric Rail bus

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

- 1) Rešerši na téma: Řešení pojezdu a pohonů autobusů a elektrobusů - silničních a kolejových .
- 2) Přehled legislativních a technických požadavků kladených na částečně nízkopodlažní motorové vozy provozované na regionálních tratích.
- 3) Typový výkres částečně nízkopodlažního kolejového elektrobusu v měřítku 1:50 a hmotnostní bilanci vozidla, velikost nápravových a kolových sil.
- 4) Analýzu možných koncepčních řešení pojezdů kolejových autobusů a elektrobusů.
- 5) Koncepční návrh jedonápravového trakčního podvozku s individuálním plně odpruženým pohonem dvojkolí.
- 6) 3D model vozidla v MBS Simpact a proveďte simulaci jízdy na zvoleném traťovém úseku. Stanovte velikost vodících sil a bezpečnost proti vykolejení.
- 7) Průvodní technickou zprávu a sestavný výkres trakčního podvozku a jeho zástavbu do skříně vozidla.

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

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

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

Jméno a pracoviště druhý(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 Vítek, 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

Hromádka
Podpis studenta

Prohlášení o autorství

Tímto předkládám k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou jako závěrečnou práci na Fakultě strojní ČVUT v Praze. Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci: „Studie trakčního podvozku kolejového elektrobuse“ vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. s použitím uvedené literatury a zdrojů.

V Praze

Tomáš Hromádka

Anotační list

Jméno autora:	Tomáš Hromádka
Název DP:	Studie trakčního podvozku kolejového elektrobusu
Anglický název:	Study of the traction bogie of the railroad electric bus
Rok tvorby:	2018
Studijní program:	N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí DP:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc
Bibliografické údaje:	počet stran bez příloh 95 počet obrázků 91 počet grafů 17 počet tabulek 30 počet příloh 2
Klíčová slova:	kolejový elektrobus, jednonápravový podvozek, baterie, Simpack
Keywords:	electric railbus, single-axle bogie, battery, Simpack

Anotace:

Práce se zabývá koncepčním návrhem jednonápravového podvozku pro kolejový elektrobus. Teoretická část, zpracovaná formou rešerše, pojednává o různých konstrukčních řešeních kolejových podvozků. Byl zpracován typový výkres a hmotnostní analýza vozu, návrh vypružení, základní výpočet pro pohon pomocí bateriových modulů a vlastní koncepční model jednonápravového podvozku. Navržené parametry jsou dále vyhodnoceny na bezpečnost proti vykolejí na zborcené trati pomocí softwaru Simpack.

Abstract:

This thesis is concerned with the conceptual design of single – axle bogie for electric railbus's. The first theoretical part has been executed on the basic of materials taken from literature and the Internet sources. The research topic was about various design solutions of rail bogies. Theoretical part was followed by mass analysis, design of the suspension, basic calculation for battery – powered drive and finally concept of the single – axle bogie. These parameters are further evaluated for safety against derailment on the twisted track using Simpack software.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. a konzultantovi Ing. Janu Kalivodovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky, vstřícnost při konzultacích. Dále děkuji Ing. Vojtěchu Dybalovi, firmě ŠKODA ELECTRIC a.s. za poskytnuté informace, a také prof. Ing. Jaroslavu Novákovi, CSc. za rady při tvorbě této diplomové práce. Na závěr bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu.

Seznam použitých veličin

Symbol	Název / definice veličiny	Jednotka
$2s$	Vzdálenost styčných kružnic	m
$2Q$	Nápravové zatížení podvozku	N
$2u$	Rozvor	m
A	Celková práce cyklu	J
A_p	Vykonaná práce vozu	J
A_B	Brzdná práce vozu	J
$A_{B(rek)}$	Rekuperovaná brzdná práce	J
A_{den}	Spotřebovaná energie za den	kWh
A_{cyklus}	Energie na cyklus	kWh
a	Koeficient měrného odporu valení a tření v ložiskách	N/kN
a_v	Zrychlení vozu	m/s^2
a_{max}	Maximální zrychlení	m/s^2
b_{r1}	Poměrný útlum primárního vypružení	–
b_{r2}	Poměrný útlum sekundárního vypružení	–
b_{krit1}	Kritický útlum primárního vypružení	–
b_{krit2}	Kritický útlum sekundárního vypružení	–
b_1	Tlumení v primárním vypružení	Ns/m
b_2	Tlumení v sekundárním vypružení	Ns/m
b	Koeficient měrného odporu vlivu odpružení	N/kN
C_i	Požadovaná dynamická únosnost ložisek (A nebo B)	N
C_x	Činitel tvaru	–
c	Koeficient aerodynamického měrného odporu	N/kN
D	Střední průměr tyče	mm
d	Průměr tyče	mm
d_{15T}	Průměr motoru tramvaje 15T	mm
$d_{návrh}$	Průměr navrhovaného motoru	mm
$d_{mot_{max}}$	Maximální možný průměr motoru	mm
e_A	Ložiskové konstanty udávané výrobcem (A nebo B)	–
$E_{bat(trak)}$	Energie dostupná z baterií pro trakci	kWh
F_a	Axiální síla	N
F_{av}	Aerodynamický odpor vozu	N
F_{adh}	Adhezní síla	N
F_r	Radiální síla	N
F_o	Jízdní odpor	N
F_{roz}	Rozjezdová síla motoru	N
$F_{roz v}$	Rozjezdová síla vozu	N
F_t	Tažná síla na obvodu kol	N
F_B	Brzdná síla	N
G	Modul pružnosti ve smyku	N/m^2
G_i	Tíhová síla (index i = pro souřadnice k hmotností bilanci)	N
G_u	Maximální přípustná tíha (vypružení)	N
g	Gravitační zrychlení	m/s^2

h (H)	Výška	m
J_p	Polární moment průřezu	m^4
J_{Sy}	Moment setrvačnosti	$kg \cdot m^2$
k_1	Tuhost soustavy primárních pružin	N/mm
k_2	Tuhost soustavy sekundárních pružin	N/mm
$k_{1.1}$	Tuhost jedné pružiny primárního vypružení	N/mm
$k_{2.1}$	Tuhost jedné pružiny sekundárního vypružení	N/mm
$k_{úhl}$	Úhlová tuhost pružnice	Nm/rad
k_{Vmin}	Minimální tuhost	N/mm
k_{ts} pož	Požadovaná tuhost torzního stabilizátoru	Nm/rad
k_{ts}	Navržená torzní tuhost stabilizátoru	Nm/rad
k	Hodnota bezpečnosti	–
L_S	Požadovaná ujetá vzdálenost	m
L_N	Požadované otáčky ložisek	ot
l (L)	Délka	m
M_{15T}	Moment motoru tramvaje 15T	Nm
$M_{návrh}$	Navrhovaný moment motoru	Nm
M_k	Kroutící moment	Nm
M_{max}	Maximální moment	Nm
m_{adh}	Adhezní hmotnost	kg
$m_{cest2/3}$	Hmotnost cestujících při provozním obsazení	kg
$m_{cest max}$	Hmotnost cestujících při maximálním obsazení	kg
$m_{s pv}$	Hmotnost skříně prázdného vozu	kg
$m_{s lož}$	Hmotnost skříně loženého vozu	kg
m_{pod}	Hmotnost podvozku	kg
$m_{p(el)}$	Hmotnost pohonu - elektrická verze	kg
$m_{p(hybrid)}$	Hmotnost pohonu - verze hybrid	kg
$m_v pv$	Hmotnost prázdného vozu při elektrické verzi	kg
$m_v 2/3$	Hmotnost normálně loženého vozu při elektrické verzi	kg
$m_v lož$	Hmotnost maximálně loženého vozu při elektrické verzi	kg
m_i	Hmotnost (index i = pro souřadnice k hmotnostní bilanci)	kg
$n_{návrh}$	Navrhované otáčky motoru	ot/min
n_{mot}	Počet motorů	–
P_{mot}	Výkon motoru	kW
P_v	Výkon vozidla	kW
P	Požadovaný výkon motoru	kW
P_i	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska (A nebo B)	N
P_t	Trakční výkon	kW
P_B	Brzdový výkon	kW
p_o	Měrný jízdní odpor	N/kN
p_v	Tlak větru	MPa
p_o	Měrný jízdní odpor	N/kN
p_{sr}	Redukovaný měrný odpor ze sklonu	$\%$
p_s	Měrný odpor ze sklonu	$\%$
p_R	Měrný odpor z oblouku	$\%$

Q	Kolová síla	N
q_{lim}	Mezní zborcení	‰
$R_{a,b}$	Reakce	N
R_e	Mez kluzu	MPa
r_{kol}	Poloměr kola	m
$r_{ojeté}$	Poloměr ojetého kola	m
S	Čelní plocha vozu	m^2
$S_{stání}$	Plocha ke stání	m^2
$S_{h\ stání}$	Plošná hustota stojících pasažérů při provozním obsazení	os/m^2
$S_{h\ stání\ max}$	Plošná hustota stojících pasažérů při maximálním obsazení	os/m^2
s	Ujetá dráha	m
U_x	Napětí sériově zapojených bateriových modulů	V
U_{bat}	Napětí bateriového modulu	V
v	Rychlost	km/h
v_v	Rychlost větru	km/h
W_k	Průřezový modul v krutu	mm^3
x	Délka uložení torzního stabilizátoru	m
$x_{stoj2/3}$	Počet stojících cestujících při provozním obsazení	–
$x_{cestujících2/3}$	Počet cestujících při provozním obsazení	–
$x_{sedadel}$	Počet sedících cestujících	–
$x_{stoj\ max}$	Počet stojících cestujících při maximálním obsazení	–
$x_{cestujících\ max}$	Počet cestujících při maximálním obsazení	–
Y_i	Ložiskové konstanty udávané výrobcem (A nebo B)	–
Y	Vodící síla	N
y_f	Výška těžiště	m
z_u	Užitečné sednutí	mm
z_r	Výchylka ramene torzního stabilizátoru	mm
z_s	Zrychlení houpání skříně	m/s^2
α_i	Relativní radiální četnost zatížení (index $i =$ druh jízdy)	–
β_{max}	Maximální úhel natočení torzního stabilizátoru	$^\circ$
β_i	Relativní axiální četnost zatížení (index $i =$ druh jízdy)	–
γ	Zkos	$^\circ$
$\Delta 2Q$	Rozdíl nápravového zatížení	N
η_{rek}	Účinnost rekuperace	–
$\mu_{stř}$	Poměr prvotně a druhotně odpružených hmot	–
ϑ	Zkrut	$^\circ/m$
ρ_v	Hustota vzduchu	kg/m^3
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	MPa
τ_k	Napětí v krutu	MPa
τ	Napětí	MPa
φ	Úhel natočení	$^\circ$
φ_a	Součinitel adheze	–
φ_{sy}	Zrychlení kývání skříně	rad/s^2
ω_{kol}	Úhlová rychlost kola	rad/s^1
Δz	Stlačení pružnice v ose z	mm

Obsah

ÚVOD, HISTORIE KOLEJOVÝCH AUTOBUSŮ.....	1
1. REŠERŠE LEGISLATIVNÍCH A TECHNICKÝCH POŽADAVKŮ.....	2
1.1 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY	2
1.2 VÝTAH POŽADAVKŮ Z DÍLČÍCH NOREM.....	2
1.2.1 ČSN 28 0312 – Obrys pro vozidla, průjezdný průřez.....	2
1.2.2 EN 12 663 Konstrukční požadavky na skříně kolejových vozidel	3
1.2.3 ČSN EN 15 227: Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu.....	4
1.2.4 ČSN EN 50 215: Zkoušení drážních vozidel po dokončení a před uvedením do provozu.	4
1.3 TECHNICKÉ POŽADAVKY NA ŘEŠENÍ KOLEJOVÉHO AUTOBUSU.....	5
1.3.1 Nízkopodlažnost	5
1.3.2 Rychlost.....	7
1.3.3 Pohon.....	8
2. REŠERŠE KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ KOLEJOVÝCH AUTOBUSŮ.....	9
2.1 VARIANTA A – PODLAHA NAD VÝŠKOU DVOJKOLÍ.....	9
2.2 VARIANTA B – PODLAHA NAD HŘÍDELE DVOJKOLÍ.....	14
2.3 VARIANTA C – POHON VOLNĚ OTOČNÝCH KOL	15
2.4 POJEZD ELEKTROBUSU	19
3. KONCEPT ŘEŠENÍ KOLEJOVÉHO AUTOBUSU	20
3.1 SKŘÍŇ VOZIDLA	20
3.2 TYPOVÝ VÝKRES	22
3.3 HMOTNOSTNÍ BILANCE.....	24
3.3.1 Skříň.....	24
3.3.2 Podvozek.....	24
3.3.3 Pohon.....	24
3.3.4 Užitečné zatížení	25
3.3.4.1 Normálně zatížené vozidlo	25
3.3.4.3 Suma hmotností.....	26
3.4 TRAKČNÍ CHARAKTERISTIKA, BATERIOVÝ POHON	27
3.4.1 Odporů působící na vozidlo	28
3.4.2 Trakční charakteristika	30
3.4.3 Brzdová charakteristika	32
3.4.4 Tachogram.....	34
3.4.5 Účinnost rekuperace	36
3.4.6 Celková práce cyklu.....	36
3.5 VELIKOST NÁPRAVOVÝCH A KOLOVÝCH SIL	38
3.6 VYPRUŽENÍ	41
3.6.1 Výpočet tuhosti pružin.....	42
3.6.2 Tlumení	43
3.6.3 Moment setrvačnosti skříně	45
3.6.4 Frekvence.....	46
4. ANALÝZA MOŽNÝCH KONCEPČNÍCH ŘEŠENÍ.....	47
4.1 NÍZKOPODLAŽNOST VOZIDLA.....	47
4.2 PŘÍČNÝ, PLNĚ ODPRUŽENÝ POHON S DUTOU HŘÍDELÍ	48
4.3 SVISLÉ ULOŽENÍ POHONU	49
4.4 POHON VOLNĚ OTOČNÝCH KOL	49
4.5 VYHODNOCENÍ MOŽNÝCH KONCEPČNÍCH ŘEŠENÍ.....	50

5.	KONCEPČNÍ NÁVRH POJEZDU A POHONU VOZU.....	51
5.1	POHON	52
5.1.1	Trakční motor.....	52
5.1.2	Baterie.....	57
5.1.3	Hřídel.....	59
5.1.4	Spojky kloubového hřídele	61
5.2	VOLNĚ OTOČNÉ KOLO	61
5.2.1	Celistvé kolo.....	61
5.2.2	Obručové kolo.....	62
5.2.3	Volba kola	62
5.3	LOŽISKA.....	63
5.3.1	Výpočet sil.....	64
5.3.1.1	Síla od vlastní tíhy vozidla	64
5.3.1.2	Dynamická přírážka síly od tíhy vozidla	64
5.3.1.3	Tažná síla při rozjezdu.....	64
5.3.1.4	Síla potřebná k jízdě ustálenou rychlostí	65
5.3.1.5	Síla od jízdy v oblouku.....	65
5.3.1.6	Síla způsobená účinkem bočního větru	65
5.3.1.7	Radiální přitížení způsobené axiální silou	66
5.3.1.8	Brzdná síla.....	67
5.3.1.9	Axiální a radiální silová působení pro různé druhy cyklu	67
5.3.2	Výpočet koeficientů relativní četnosti	68
5.3.3	Ekvivalentní síly v radiálním a axiálním směru.....	70
5.3.4	Návrh ložiska	71
5.3.5	Porovnání vypočítaných ekvivalentních sil s normou ČSN EN 13104.....	74
5.4	NÁPRAVNICE.....	77
5.5	RÁM.....	77
5.6	BRZDOVÁ SOUSTAVA	78
5.7	PRUŽÍCÍ PRVKY.....	79
5.7.1	Primární vypružení	79
5.7.2	Sekundární vypružení.....	80
5.7.3	Svislé tlumiče	81
5.7.4	Torzní stabilizátor naklápění podvozku	81
5.7.4.1	Funkce torzního stabilizátoru	81
5.7.4.2	Výpočet úhlové tuhosti stabilizátoru	83
5.8	ZÁSTAVBA PODVOZKU DO HRUBÉ STAVBY SKŘÍNĚ	85
5.9	UMÍSTĚNÍ BATERIOVÉHO POWER PACKU, 100 % NÍZKOPODLAŽNOST	86
6.	MODEL V MBS SIMPACK	87
6.1	MODEL PODVOZKU V MBS SIMPACK.....	87
6.2	SIMULACE JÍZDY NA TRATI A BEZPEČNOST PROTI VYKOLEJENÍ	90
6.2.1	Průjezd obloukem $R = 150$ m bez převýšení.	90
6.2.2	Zkrucovací zkouška	92
6.2.3	Vyhodnocení bezpečnosti proti vykolejení pomocí metody 2	94
7.	ZÁVĚR.....	94
	ZDROJE	96
	SEZNAM PŘÍLOH.....	99
	TIŠTĚNÉ PŘÍLOHY.....	99
	OBSAH CD	99

Úvod, historie kolejových autobusů

Železnice neboli kolejová doprava, která využívá kolejí jako vedoucího prvku, našla své začátky již v 16. století. Tehdy se využívaly dřevěné kolejnice a vozíky na přepravu materiálu v dolech. Další rozvoj přišel v 18. století v Anglii, kdy se využívala koňská síla k tažení vozů, koleje a kola byly zdokonaleny a k jejich výrobě se používala ocel. Půl století poté přišla na řadu pára, parní lokomotiva vystřídala koňská spřežení a začala éra kolejové dopravy. V 20. století páru pomalu vystřídal spalovací motor a elektrická trakce, která v dnešní době udává hlavní tempo konvenční i nekonvenční železniční dopravy.¹



Obrázek 1 – Kolejový autobus M 120 [12]

Kolejové vozidlo je dopravní prostředek, který k jízdě využívá kolej, která ho nese i vede. V tomto se liší od ostatních druhů přepravy, jako je automobilová, letadlová nebo lodní doprava. Tento způsob omezené jízdy má svá úskalí, ale také nesporné výhody, k nimž patří nižší měrný valivý odpor [N/kN], menší energetická náročnost [kW/t] a je šetrnější k životnímu prostředí. Obecně lze kolejové vozidlo rozdělovat podle druhu využití vlaky na osobní a nákladní, dále je lze rozlišovat dle použitého pohonu nebo způsobu uplatnění na metro, tramvaj, vysokorychlostní či příměstské a regionální. Na regionální tratě byly již v první polovině 19. století nasazovány takzvané kolejové autobusy, nebo také motoráky s jednonápravovými podvozky. Z důvodu jízdy po neelektrifikovaných tratích bylo potřeba nezávislého pohonu, což bylo v případě motoráků dosaženo pomocí spalovacích motorů. I v dnešní době jezdí na našich tratích nezanedbatelné množství těchto kolejových autobusů a na možnou budoucnost v konstrukci těchto kolejových autobusů, elektrobuses, a jejich jednonápravových podvozků se zaměřím v této diplomové práci.

¹ Za zmínku stojí také systém maglev, který se pohybuje na polštáři magnetického pole, které je vytvářeno soustavou supravodivých magnetů, umístěných na trati i ve vlaku

1. Rešerše legislativních a technických požadavků

1.1 Legislativní požadavky

Veškerá nová vozidla musí odpovídat legislativním požadavkům a normám Evropské unie a splňovat jejich parametry pro vpuštění do provozu na tuzemských a evropských železničních tratích

Klíčová je specifikace TSI (Technická specifikace interoperability), přesněji tedy LOC & PAS TSI (Lokomotivy a kolejová vozidla pro osobní dopravu). Tato specifikace je přijatá Evropskou komisí a má zajistit interoperabilitu železničního systému. Slovem interoperabilita se rozumí schopnost vozidel pracovat pro více železničních systémů, které jsou na evropských tratích. Specifikace se týká infrastruktury, kolejových vozidel, řízení a zabezpečení, údržby, provozu a také energie.

Po TSI následují evropské normy, které vydává institut CEN, a po jejich zavedení vznikne norma například: (EN 28 0312), která platí v celém evropské železničním společenství a ze které jsou následně převzaty národní normy (například: ČSN EN 12 663).

Pro konstrukci elektrického kolejového autobusu a jeho pojezdu s pohonem je potřeba sledovat a řídit se podle několika norem. Některé tedy v následujících odstavcích pro ukázkou stručně popíši.



Obrázek 2 - Hierarchie norem

1.2 Výtah požadavků z dílčích norem

1.2.1 ČSN 28 0312 – Obrys pro vozidla, průjezdný průřez

Průjezdný průřez vymezuje vzdálenosti vně ležících staveb, zařízení, předmětů a jiných kolejových vozidel projíždějících po druhé koleji. Tyto obrysy musí být plně respektovány při konstrukci vozidla. Vlivy, které tyto rozměry ovlivňují, jsou především svislé a příčné pohyby způsobené zvoleným vypružením vozidla. Tato norma je důležitá i v případě konstrukce pojezdu vozu, neboť určuje prostor, do kterého se daný pojezd a pohon musí konstrukčně vejít.









Smluvní výpočetní postupy při výpočtu obrysu pro kolejová vozidla jsou dva:

- Výpočet statického obrysu pro konstrukci, který zohledňuje pouze statické svislé výchylky a příčné posuvy.
- Výpočet kinematického obrysu pro konstrukci respektuje ve svislém směru i dynamické výchylky a v příčném směru zahrnuje i vliv kvazistatického naklonění skříně vozidla a rámu podvozku.

1.2.2 EN 12 663 Konstrukční požadavky na skříně kolejových vozidel

Konstrukční návrh nosných konstrukcí železničních vozidel závisí na zatížení, kterému jsou tyto konstrukce vystaveny, a na charakteristice materiálů, z nichž jsou vyrobeny. Skříně navrhovaných vozů musí tedy odolat zatížení, splnit požadovanou životnost a odolnost proti trvalým deformacím při provozních podmínkách. Tyto schopnosti musí být prokázány výpočtem nebo zkouškou, které jsou specifikovány v této normě.

Norma je rozdělena do 3 hlavních skupin: lokomotivy (L), osobní vozy (P) a nákladní vozy (F).

<i>Lokomotivy (L)</i>				
				
<i>Lokomotivy [13]</i>				
<i>Osobní vozy (P)</i>				
<i>P-I</i>	<i>P-II</i>	<i>P-III</i>	<i>P-IV</i>	<i>P-V</i>
				
<i>Osobní vozy [14]</i>	<i>Ucelené a el. Jednotky [16]</i>	<i>Metro a příměstské jednotky [17]</i>	<i>Jednotky lehkého metra [15]</i>	<i>Tramvaje [39]</i>
<i>Nákladní vozy (F)</i>				
<i>F-I</i>		<i>F-II</i>		
				
<i>Vozidla, která mohou být posunována bez omezení [18]</i>		<i>Vozidla, která nesmějí přejíždět svážný pahrbek a nesmějí být posunována odrazem [18]</i>		

Tabulka 1 – Konstrukční kategorie odolnosti

Podle těchto rozdělení je dále vozidlo zatěžováno příslušnými silami, které určuje norma, a to na definovaných místech, jako je statické zatížení jednak v podélném směru, tak i ve svislém. Pro kolejový elektrobuses to budou skupiny **P-III** až **P-II**. Norma také pojednává o prvcích, které se na vozidlo upevňují, a provádí se kontrola na statické zatížení pro prvky upevněné na rámu vozidla. Takovéto prvky mohou být buďto na střeše (klimatizace, ventilace, sběrač), v interiéru (wc, konzoly sedadel) a pod podlahou (transformátor, power pack, zásobníky písku...).

1.2.3 ČSN EN 15 227: Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu

Tato norma navazuje na normu EN 12 663, specializuje se ale na prvky pasivní bezpečnosti, které snižují následky nehod způsobených srážkou. Opatření popsána v této normě stanoví poslední prostředky ochrany, které se použijí, když všechny ostatní možnosti, jak zabránit nehodě, selžou. Vozidla jsou opět rozdělena do konstrukčních kategorií, na které jsou při zkouškách kladeny různé požadavky.

<i>Kategorie</i>	<i>Definice</i>	<i>Příklady typu vozidel</i>
C-I	Vozidla určená k provozu po transevropské síti, národních, mezinárodních a regionálních tratích.	Lokomotivy, osobní vozy a sdílené jednotky.
C-II	Městská vozidla určená k provozu výhradně na určené infrastruktuře bez vazby na silniční dopravu.	Vozidla metra
C-III	Lehká železniční vozidla určená k provozu v městské případně regionální síti sdílená se silniční dopravou.	Tramvajové soupravy, předměstská tramvaj
C-IV	Lehká železniční vozidla určená k provozu v městské zastavbě výhradně sdílená se silniční dopravou.	Tramvajová vozidla

Tabulka 2 - odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu [46]

Vozidla podstupují takzvané konstruktivní scénáře zkoušky, kdy se podle získaných informací z již způsobených nehod modelují dané crash testy s určenými předměty a rychlostmi, aby co nejlépe napodobily nejčastější nehody. Díky těmto informacím vytváříme a zdokonalujeme prvky pasivní ochrany, které minimalizují jak škody na vozidlech, tak zranění, které mohou cestující utrpět.

1.2.4 ČSN EN 50 215: Zkoušení drážních vozidel po dokončení a před uvedením do provozu.

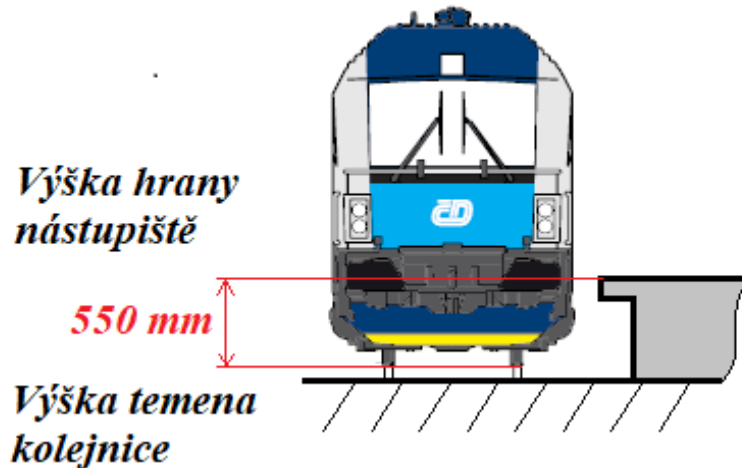
Jak již z názvu vyplývá, je to finální a důležitá norma před uvedením vozidla do plného provozu. Byla zpracována s cílem vytvoření důvěry pro objednavatele a výrobce stanovením, ověřením kritérií a dodržováním výrobních norem. Tyto zkoušky musí být prováděny za převažujících podmínek okolí, při kterých bude vozidlo provozováno, pokud se objednavatel s výrobcem nedohodnou jinak. Samotné zkoušky probíhají ve dvou fázích, za prvé ve stacionární fázi a poté jízdni fázi.

- Stacionární – tyto zkoušky musí prověřit, zda je vozidlo dostatečně bezpečné k provádění jízdni zkoušek. Patří sem například rozměrové zkoušky, vození vozidla,

zkoušky těsnosti, zkoušky tlakovzdušných a hydraulických systémů, zkoušky trakčního systému, zkoušky bezpečnostních systémů nebo zkoušky vibrací a hluku.

- Jízdní zkoušky – Tyto zkoušky se provádějí na zkušebních tratích a patří sem například zkouška trakčního výkonu, vlakové zabezpečovací systémy, vzájemné působení vozidla a koleje, zkoušky sběračů proudu nebo aerodynamické účinky.

V neposlední řadě zmíním normy: ČSN EN 15 827 nároky na podvozky a pojezdy, ČSN EN 15 663 specifikování konstrukčních požadavků na rámy a podvozky nebo požadavky na nízkopodlažnost, interiér a jeho přizpůsobení pro lidi s omezením pohybu a orientace.

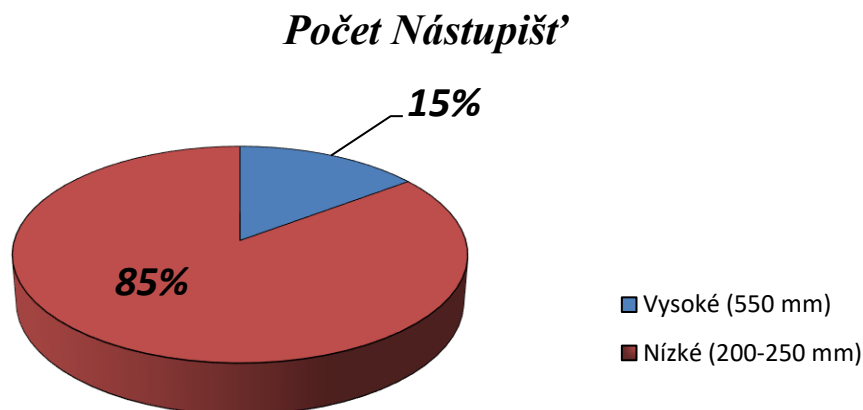


Obrázek 3 - Graf Nástupní hrany dle výšky v ČR

1.3 Technické požadavky na řešení kolejového autobusu

1.3.1 Nízkopodlažnost

Technické požadavky na nízkopodlažní kolejový elektrobus jsou dány jeho využitím. Zde se počítá s tím, že vůz bude primárně využit pro regionální dopravu, kdy propojí všechna hlavní místa v regionu. Bude navazovat na městskou dopravu a umožní spojení mezi okolními městy, vesnicemi pro následnou návaznost na mezistátní vlaky. Měl by být konkurencí na IAD, čímž jsou na něj kladeny nároky na pohodlí a co nejúspornější jízdu.



Graf 1 - Znázornění počtu nástupišť

Mezi základní technické požadavky patří nízkopodlažnost, která by v nejlepším případě měla být 100 %. Ta je vyžadována například u jednotek tramvají a metra. V regionální dopravě se většinou využívá částečné nízkopodlažnosti, která tvoří okolo 60 % plochy vozidla. Pokud bychom chtěli 100 % nízkopodlažnosti dosáhnout, znamenalo by to vysoké požadavky na konstrukci pojezdu kolejového vozidla, které jsou rozměrově omezeny výškou hrany nástupiště nad temenem kolejnice (dále jen „T.K.“). Tyto rozměry zohledňuje v České republice norma ČSN 73 4959 (duben 2009) „Nástupiště a nástupištní přístřešky na drahách celostátních, regionálních a vlečkách“. Tento předpis je důležité sledovat i při částečné nízkopodlažnosti.

Výška takovéto hrany nástupiště by měla odpovídat 550 mm nad T.K., a to pro různé typy nástupišť, jako jsou boční, ostrovní jazykové nebo poloostrovní nástupiště. Norma připouští na mimoevropském železničním systému u koleje s poloměrem do 300 m a se souhlasem vlastníka dráhy výšku i 380 mm, nicméně v praxi tato hodnota ještě použita nebyla. Před zavedením výšky 550 mm byla na tuzemských tratích běžná výška nástupiště 200-250 mm pro vnější a úrovněvé nástupiště. Při rekonstrukci těchto vnějších a úrovněvých nástupišť na tratích mimo evropskou železniční síť může být výjimečně se souhlasem vlastníka dráhy ponecháno i nástupiště s výškou hrany 200-250, nicméně vzhledem k požadavkům na nízkopodlažnost a bezbariérovost vozidel je upřednostňován přechod na výšku hrany nástupiště 550 mm nad T.K. Pro představu jsem do diplomové práce vytvořil graf 1, který je zhotoven z údajů z konce roku 2011, zobrazuje počet (492) vysokých nástupních hran, tedy těch, které splňují aktuální normu a výška hrany nástupiště je 550 mm, a počet (2825) nízkých nástupních hran, tedy 200-250 mm. [7] Tento poznatek hraje proti bezbariérovosti a nízkopodlažnosti, nicméně od roku 2012 určitě proběhla rekonstrukce některých nástupišť, tudíž můžeme předpokládat, že se hodnota vysokých nástupních hran do dnešního dne zvýšila.



Obrázek 4 - Ukázka rozdílné výšky nástupiště a podlahy vozu [20]

V rámci interoperability, tedy schopnosti vozidel pracovat pro více železničních systémů, se můžeme podívat na výšku nástupišť ve Spolkové republice Německo.

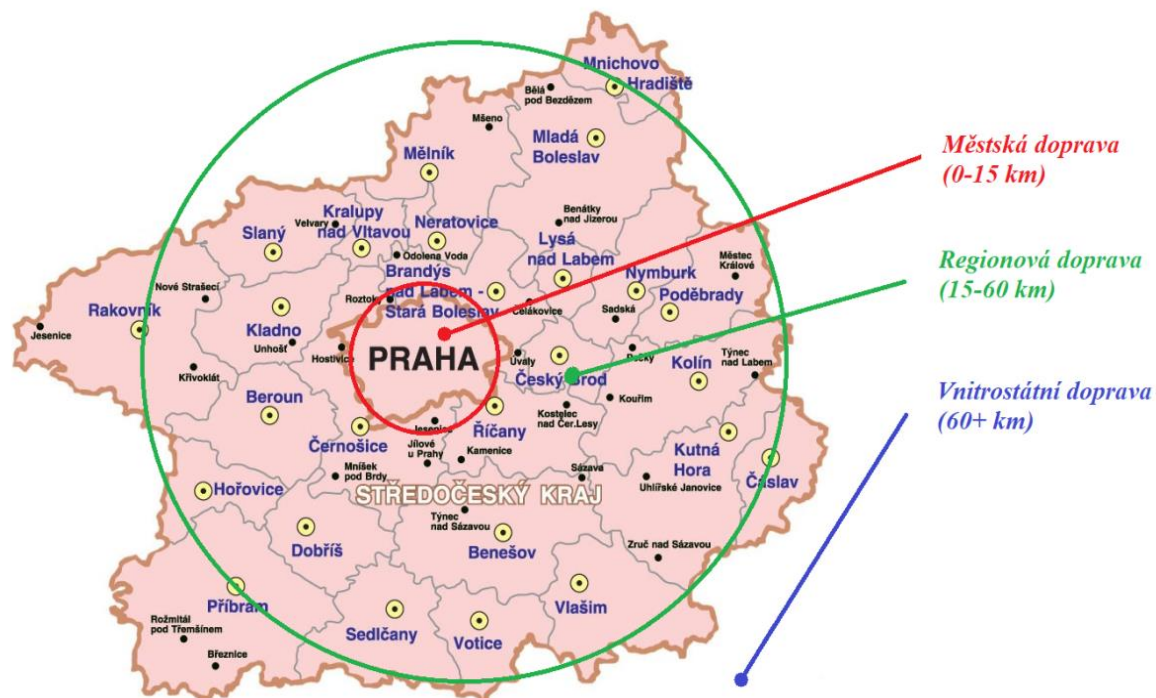
<i>Výška nástupní hrany nad TK [mm]</i>	<i>Přípustnost podle nařízení o stavbě a provozu železnic</i>	<i>Bezbariérová optimalizovaná vozidla (podlaha vozu jako nástupní plošina)</i>	<i>Podmíněně bezbariérová vozidla (stupátko jako nástupní plošina)</i>
960	Největší přípustná výška (jen pro tratě S-Bahn)	Vozy městské dráhy (S-Bahn) s výškou podlahy cca 1000 mm	-
760	Předpisová výška	Vozidla dálkové a regionální dopravy s výškou podlahy cca 800 mm	Nejnižší stupátko na cca 800 mm
550	Střední výška	Nízkopodlažní regionální vozidla s výškou podlahy cca 600 mm	Nejnižší stupátko na cca 600 mm
380	Nejnižší přípustná výška	Nízkopodlažní vozidla vhodná pro městskou dopravu s výškou podlahy cca 350 mm	Nejnižší stupátko na cca 400 mm

Tabulka 3 - Výška nástupišť v SRN [6]

Výška nástupiště a podlahy vozidel se také odvíjí na základě jejich využívání, výška nástupiště metra je například vyšší než dálkové a regionální dopravy, a to z důvodu požadavku využití celé plochy vozidla pro cestující a jejich rychlé odbavení. Veškerá výzbroj takového metra se ukrývá pod podlahou vozu. Z těchto poznatků lze usoudit, že výška nástupiště úzce souvisí s výškou podlahy vozidla a pouze oba navzájem na sobě navržené výškové parametry mohou přinést bezbariérovost do kolejových vozidel. Pro regionální vozidla se výška nástupiště pohybuje od 550 do 760 (v případě, že jsou veškerá nástupiště již po rekonstrukci). Dá se říct, že ideální výška podlahy ve dveřním nástupním prostoru pro takováto nízkopodlažní vozidla by byla 600 mm s tím, že výškové rozdíly by se daly kompenzovat buďto zvýšením či snížením dveřního prostoru při konstrukci, nebo mechanismem, které by toto zvyšování či snižování zajišťoval v závislosti na výšce nástupiště.

1.3.2 Rychlost

Co se týče rychlosti vozidla, je opět nutno zohlednit, na kterých tratích bude dané vozidlo využito. Předpokládám, že bude minimálně vyžít vysokorychlostní a hlavní meziměstské koridory, naopak bude využito na místech s menší dovolenou rychlostí, výrazně složitějším vedením tratě, délkou trasy, která se bude pohybovat v rozmezí od 15 do 60 km, a s větší četností zastávek, kde jejich vzdálenost bude průměrně 4 km. Bylo by zbytečné takovéto vozidlo navrhovat na vysokou rychlost, důraz bude tedy spíše kladen na akceleraci. Rychlost vozidla by měla dosahovat maximálně 120 km/h. Této rychlosti se bude dosahovat jen zřídka, a to v případě, pokud bude projíždět hlavními tahy, aby nebrzdilo ostatní vozidla jedoucí vyšší rychlostí v tomto úseku. Konstruováním na vyšší rychlost by také byly kladeny větší požadavky na bezpečnost a pevnost konstrukce celého vozu.



Obrázek 5 - Využití regionové dopravy [40]

1.3.3 Pohon

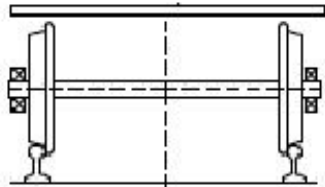
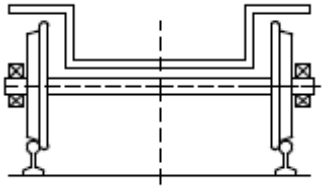
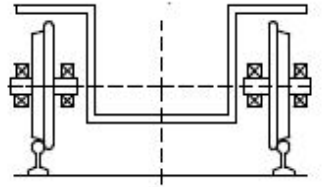
Velká část vedlejších a regionálních tratí není stále elektrifikována, pohon proto musí být nezávislý na trakčním vedení. Vzhledem k trendům a rostoucímu tlaku na snižování emisí, měl být pohon čistě na elektrickou energii, a to právě i na neelektrifikovaných tratích. K tomu se dá využít energie z baterií, které se umístí na rámu vozu. Nabíjení těchto baterií by pak probíhalo například pomocí rekuperace, při průjezdu elektrifikovanou tratí, nebo také v zastávkách.

<i>Geografické určení</i>	Střední Evropa	-
<i>Provozní určení</i>	Regionální doprava	-
<i>Zákonné požadavky</i>	266/1994 Sb.	-
<i>Normativní požadavky</i>	TSI	-
<i>Typ</i>	Trakční motorový vůz	-
<i>Nízkopodlažnost</i>	Částečná / 100 %	%
<i>Rozchod</i>	1435	mm
<i>Maximální rychlost</i>	120	km/h
<i>Obrys vozidla</i>	ČSN 28 0312	-
<i>Uspořádání pojezdu</i>	A' A' / 1' A'	-
<i>Limit maximálního zatížení dvojkolí</i>	150	kN
<i>Minimální poloměr oblouku provoz</i>	120	m
<i>V provozu přípustné příčné nevyrovnané zrychlení</i>	1	m/s ²
<i>Minimální poloměr oblouku manipulace</i>	90	m

Tabulka 4 – Technické parametry vozidla

2. Rešerše konstrukčních řešení kolejových autobusů

Rešerši jsem si rozdělil do 3 kategorií podle následující tabulky.

<i>Varianta A</i>	<i>Varianta B</i>	<i>Varianta C</i>
		
<i>Podlaha nad výškou dvojkolí</i>	<i>Podlaha nad hřídelí dvojkolí</i>	<i>Podlaha pod úrovní „hřídele“</i>

Tabulka 5 - Rozdělení rešerše [26]

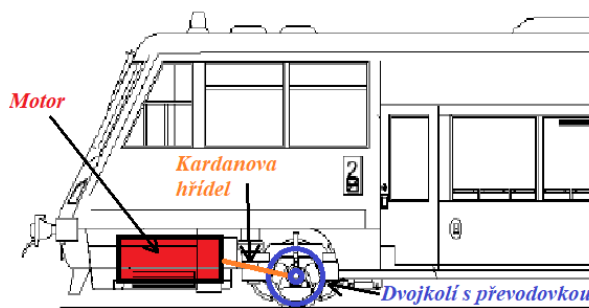
Každá z naskicovaných variant zobrazuje různá řešení podlahy v závislosti na pojezdu a umístění motoru v dané zástavbě. Následující rešerše právě tato různá řešení popisuje.

2.1 Varianta A – Podlaha nad výškou dvojkolí

V této variantě je podlaha vozu v nástupním prostoru umístěna ve výšce 600 mm nad T.K., viz Tabulka 3. Poté se nad pojezdem výška podlahy zvedá přibližně na 1250 mm kde je v tomto prostoru umístěn pojezd a pohon vozu.



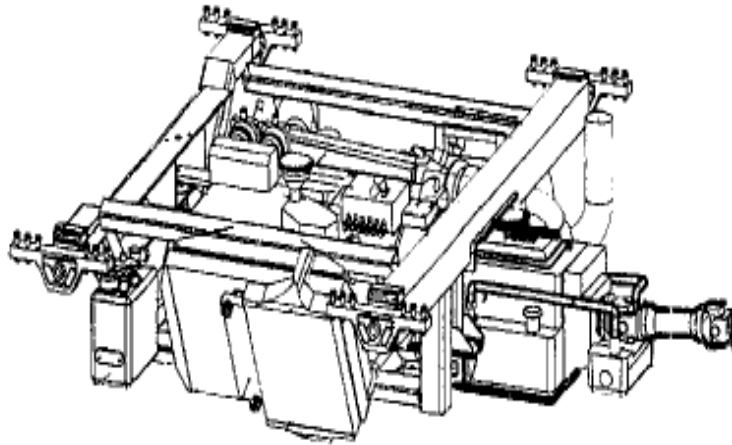
Obrázek 6 - Regio Tramp [42]



Obrázek 7 - Schéma vozu [19]

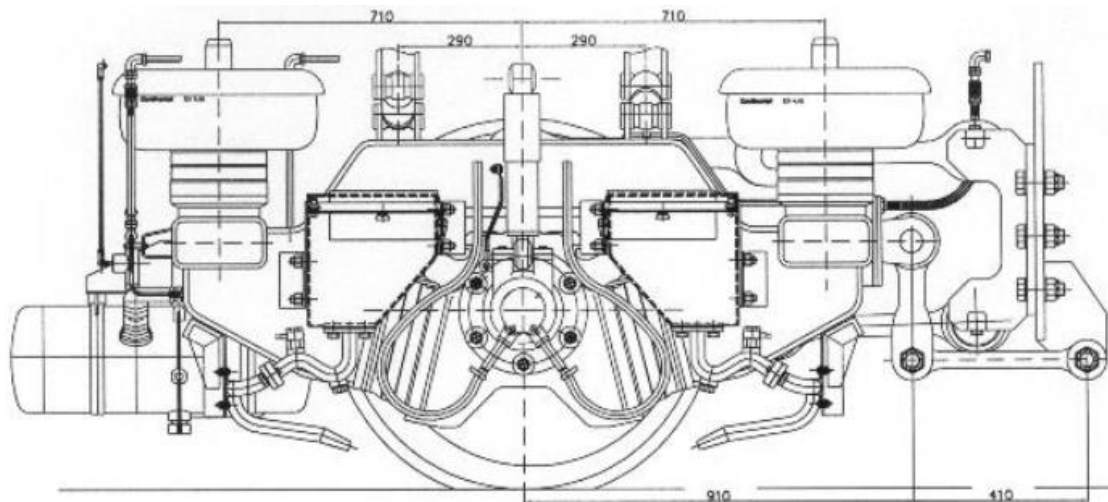
Toto řešení mohu ukázat na voze „Regio Tramp“ polské regionální dopravy vyrobené v továrnách ZNTK Poznań. Uspořádání pojezdu je A'1', kde je dvoustupňově odpružený podvozek s jednou nápravou, která je spojena kardanovým hřídelem s dieslovým motorem MAN o výkonu 257 kW a hydromechanickou převodovkou. Tento dieslový motor je připevněn na vedlejším rámu, takzvaném „power packu“ (viz Obrázek 8), který je uchycen na skříň pod kabinou strojvůdce. Jak již bylo popsáno výše, kvůli velikosti dieslového motoru je nutno zvýšit výšku podlahy z 600 mm od T.K. na nějakých 1250 mm a překlenout tento rozdíl pomocí schodů, čímž snížíme nízkopodlažnost a bezbariérovost vozu. Možným řešením vzhledem k nízkopodlažnosti by bylo umístění motorové části na střechu, ale přináší

to nevýhody při dimenzování rámu skříně, která je kvůli zvýšené hmotnosti a buzení od motoru daleko více namáhána, proto je toto konstrukční řešení spíše nevýhodou.



Obrázek 8 - "Power pack" Motorového vozu Regio Tramp [19]

Pojezd je řešen dvoustupňovým vypružením. Prvního stupně vypružení je dosaženo pryžokovovými klínovými bloky typu „Chevron“. Tyto bloky jsou umístěny mezi rámem podvozku a ložiskovou skříní a jsou namáhány na smyk a tlak. Vypružení druhého stupně je zde řešeno pomocí čtyř membránových vzduchových pružin, které jsou doplněny pryžokovovými sloupky mezi membránami (viz Obrázek 9.)



Obrázek 9 - Pojezd vozu Regio Tramp [19]

Podobným řešením se zabýval ve své diplomové práci také Pavel Hříbal, jejíž zadání bylo řešení hybridního pohonu pro nízkopodlažní kolejový autobus. Navrhováno bylo více variant hybridních pohonů a ve finále proovnával hlavně možnosti sériového a paralelního hybridu, z čehož vyšel výhodněji sériový (Obrázek 10).



Obrázek 10 - Sériový hybrid [8]

Zástavba sériového motoru vypadá následovně. Spalovací motor pohání trakční alternátor, který generuje elektrickou energii, přičemž se tedy mechanická energie spalovacího motoru transformuje na elektrickou. Tato elektrická energie zásobuje pomocné pohony a trakční motor, který přes kloubový hřídel a nápravovou převodovku pohání dvojkolí vozu. Je zde možnost jízdy i na bateriový pohon, energie produkovaná při brzdění trakčním motorem se dá rekuperovat a nabíjet tím akumulátory.

Samotný pojezd by byl řešen podobně jako u polského Regio Trampa, tedy podobně jako je tomu na Obrázku 9.

Dalším druhem konstrukce pojezdu, kterou zařadím do varianty A, je jednotka obsluhující dánské tratě nazývané S-Tog (S-Bahn v německojazyčných zemích) třídy SA v Kodani, což je speciální označení městské nebo příměstské železnice. Zastávky takového systému zasahují přímo do městských částí, kdy nahrazují například metro a dále navazují i na celostátní železniční síť.

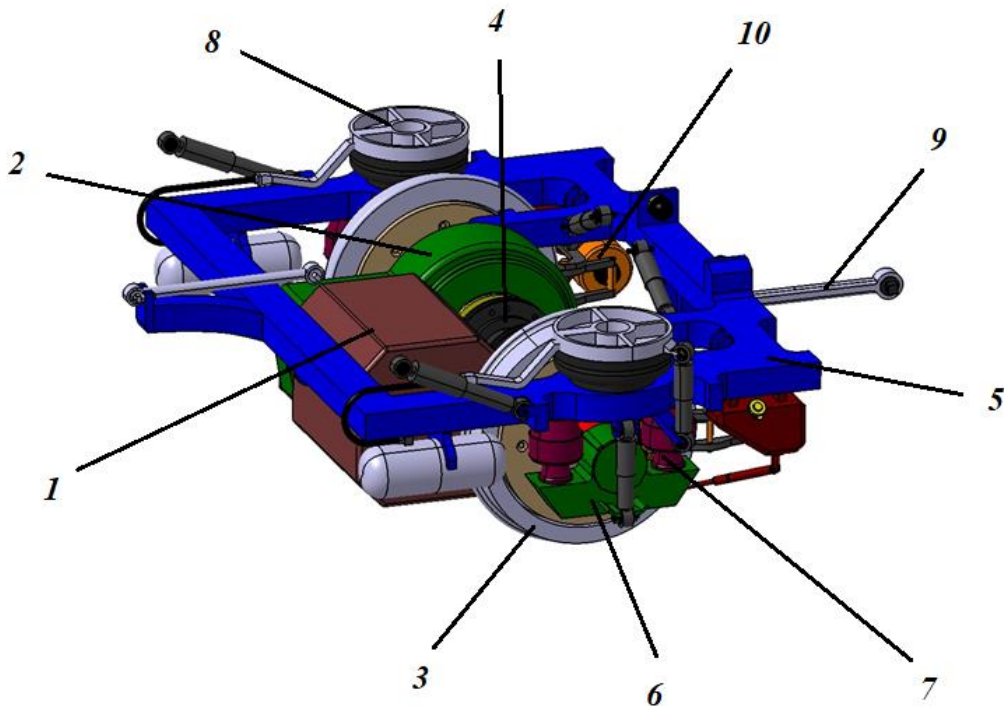


Obrázek 11 - Kodaňské S-tog třídy SA [23]



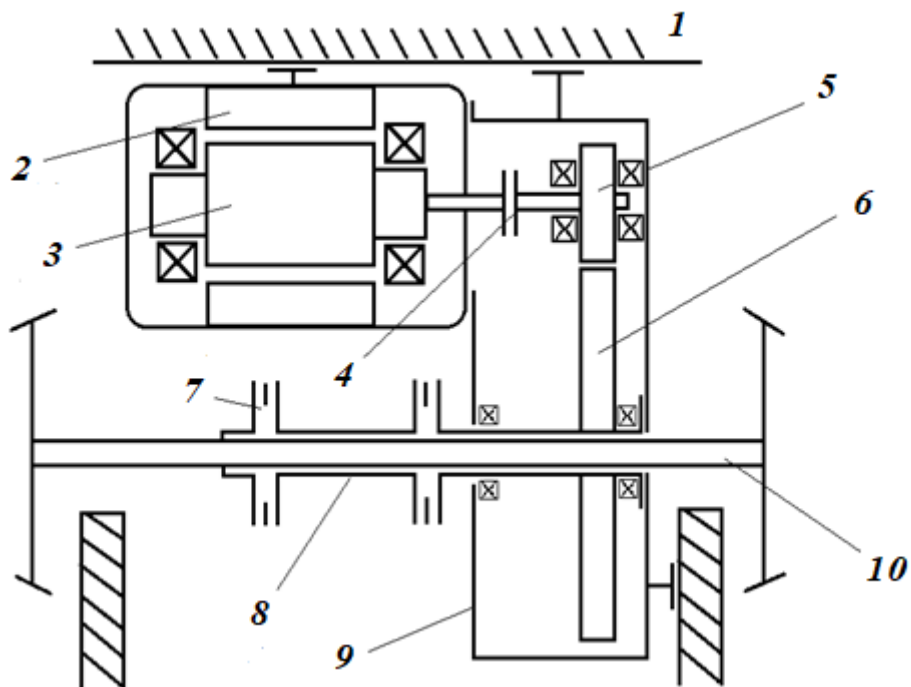
Obrázek 12 - Pojezd Kodaňského S-tog třídy SA [22]

Pojezd je zde řešen pohonem s dutým kloubovým hřídelem objímajícím nápravu. Účelem takového řešení je dokonale vypružený trakční motor, celý uložený na rámu podvozku nebo na skříni vozidla. Díky tomu je hmota motoru a převodovky plně odpoutána od dvojkolí. Dutý hřídel, který přenáší točivý moment na dvojkolí, je ložiskován na motor a je tak vůči dvojkolí odpružen pomocí ojnickového mechanismu (viz Obrázek 14). Toto spojení ovšem musí přenášet moment, a to pokud možno bez kolísání.



- 1) Trakční motor 2) Převodovka 3) Dvojkolí 4) Dutá kloubová hřídel 5) Rám podvozku 6) Ložisková skříň 7) Primární vypružení 8) Sekundární vypružení 9) Táhlo 10) Brzda

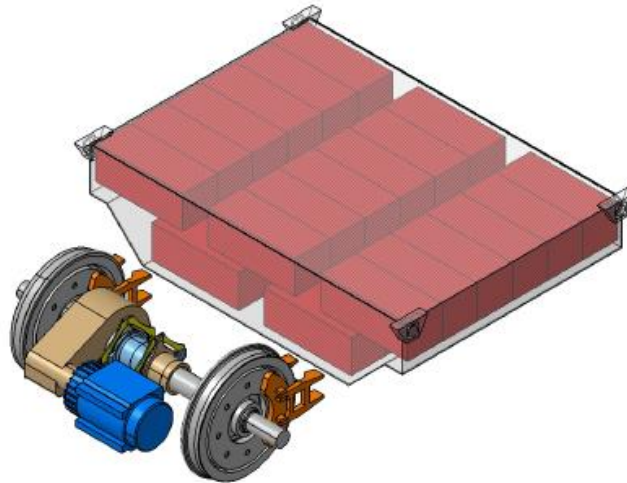
Obrázek 13 - Model pojezdu Kodaňského S-tog třídy SA



- 1) Rám 2) Stator 3) Rotor 4) Zubová spojka 5) Pastorek 6) Velké ozubené kolo 7) Ojničkový mechanismus 8) Dutý hřídel 9) Skříň motoru a převodovky 10) Náprava

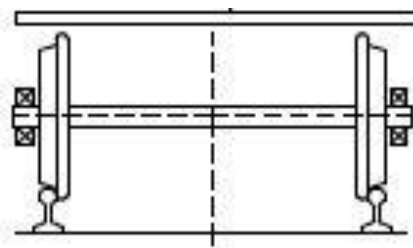
Obrázek 14 - Schéma pojezdu Kodaňského S-tog třídy SA

Tento druh pojezdu a pohonu použil v diplomové práci i Jan Mojžíš. Trakční motor je plně odpružen, jako to je ukázáno na Obrázku 13 a 14. Tento pohon byl navržen tak, že bude jezdit čistě na elektrickou energii, dodávanou z Lithiových baterií, které jsou uloženy v „power packu“ na skříni vozidla, jako je to na Obrázku 15.



Obrázek 15 - Plně odpružený pohon s bateriovým "power packem" [9]

Co se týká konfrontace této varianty a jejího řešení s nízkopodlažností, je důležité zdůraznit, že takto navržené pojezdy a „power packy“ zabírají velkou část prostoru pod podlahou vozidla a jsou tedy částečně nízkopodlažní. Například u kodaňského S-Bahn, jak už bylo řečeno, doplňuje nebo nahrazuje metro s obsluhou zastávky s výškou nástupiště 960 mm (viz tabulka 3). Proto je u těchto vozů možnost dosáhnout až 100 % nízkopodlažnosti i u konstantní výšky podlahy cca 1000 mm nad T.K. právě díky uzpůsobené výšce nástupiště. Využití této jednotky s konstantní výškou podlahy 1000 mm nad T.K. by pro regionální dopravu nebylo moc vhodné z důvodů výšky nástupiště na regionálních tratích.



Obrázek 16 - Varianta A: Podlaha nad výškou dvojkolí [26]

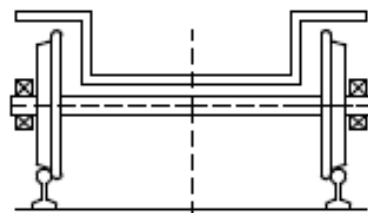
Pro možnost získání vyšší nízkopodlažnosti je tedy nezbytně nutná „nízkopodlažní“ konstrukce pojezdu, takové uspořádání, kdy nebude nutné kvůli vyšší výšce pojezdu zvedat výšku podlahy a tím snížit procento nízkopodlažnosti. Takováto vozidla existují, jsou jimi například tramvaje, které se řadí do složek městské hromadné dopravy, musí proto jako kolejová vozidla řešit nejen velikosti oblouků, které jsou v zastavených nebo historických oblastech měst extrémně malé, ale také výšku podlahy, neboť jejich nástupiště tvoří nejčastěji okraje chodníků nebo zbudované ostrůvky s maximální výškou 380 mm (viz tabulka 3).

2.2 Varianta B – Podlaha nad hřídele dvojkolí

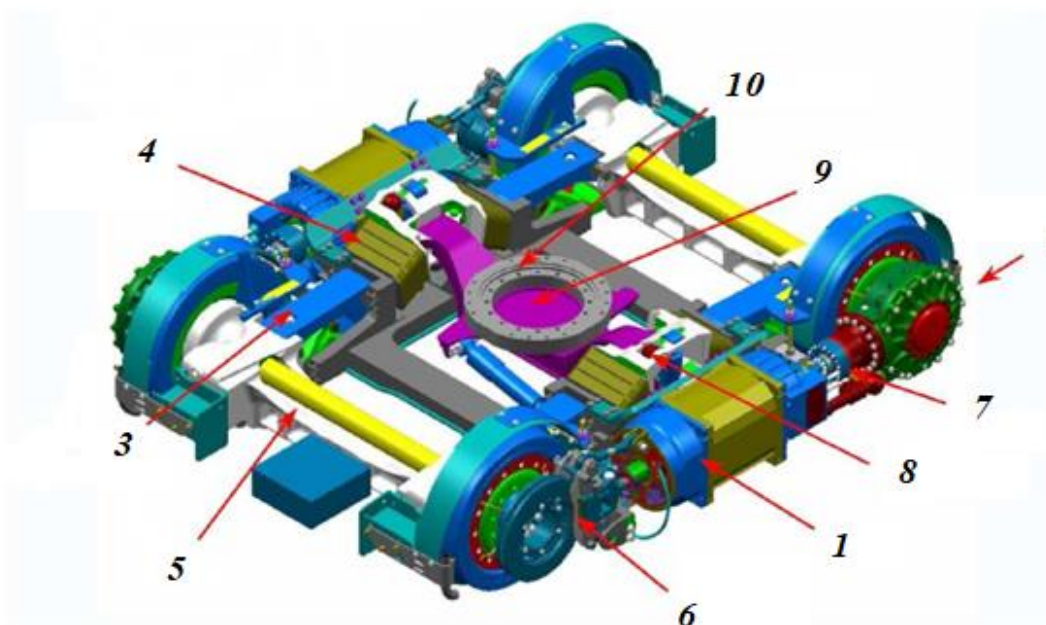
Jak je taková zástavba řešena, ukáží na tramvaji Citadis od firmy Alstom (Obrázek 17), která využívá podvozku Ixege (Obrázek 19). Tento pojezd je sice dvojnápravový, ale mohu na něm ukázat řešení zástavby pohonu. Jde o 100 % nízkopodlažní tramvaj, čehož je dosaženo snížením podlahy až na úroveň nápravy. Kola jsou zde spojena dutou hřídelí sloužící rovněž jako ložiskový domek i pro přenos zatížení skříně a další, klasickou hřídelí, pro přenos točivého momentu. Jako pohon je zde využit plně odpružený synchronní motor s permanentními magnety pomocí spojovacího hřídele spojen s nápravovou převodovkou na kole. Trakční motor umístěn podélně vůči dvojkolí. Toto dvojkolí je poháněno tak, že je moment přiváděn na jedné straně dvojkolí a na druhé straně je vždy umístěn brzdový kotouč.



Obrázek 17 - Alstom Citadis X04 [25]



Obrázek 18 - Varianta B – Podlaha nad hřídelí dvojkolí [26]

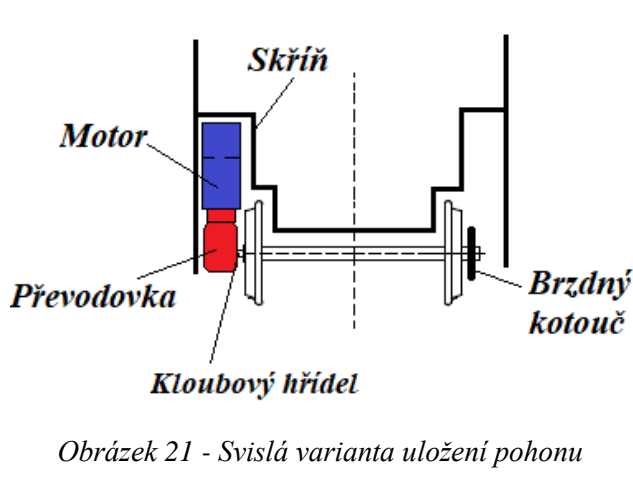
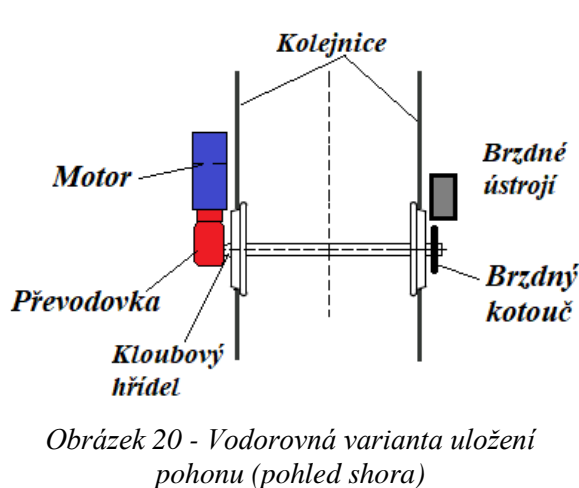


1) Synchronní motor s permanentními magnety 2) Nápravová převodovka 3) Primární vypružení tvořené kývačkou 4) Sekundární vypružení pomocí megi pružin 5) Náprava 6) Kotoučová brzda 7) Spojovací hřídel 8) Narážky 9) Nosný rám 10) Otočné ložisko

Obrázek 19 - Alstom Ixege [24]

Tento pojezd byl původně navrhován čistě jako tramvajový s maximální rychlostí 70 km/h, nicméně jeho další vývoj uvažoval i o takzvaném systému Tram-Train. Jak už plyne z názvu, takovéto vozidlo je schopno obsluhovat jak městské tratě, tak i ty regionální bez nutnosti přestupu u tramvají na vlakové spoje. Takto navrhovaný podvozek je schopen i 100 km/h.

Jak by se takové provedení mohlo využít u jednonápravového podvozku? Podvozek ukázaný na Obrázku 19. by se teoreticky rozdělil na dvě poloviny, na jedné straně takového jednonápravového podvozku by byl z vnější strany umístěn pohon tvořený asynchronním motorem, převodovkou spojenou přes kloubový hřídel s dvojkolím, a to buď vodorovně (Obrázek 20) nebo svisle (Obrázek 21). Na druhé straně by byl brzdný kotouč a brzdové ústrojí.



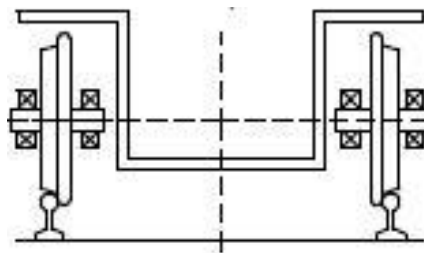
2.3 Varianta C – Pohon volně otočných kol

V této variantě se hřídel mezi koly nevyskytuje. Je zde takzvaná portálová nápravnice (Obrázek 22), na jejíž koncích jsou čepy pro umístění volně otočných kol.



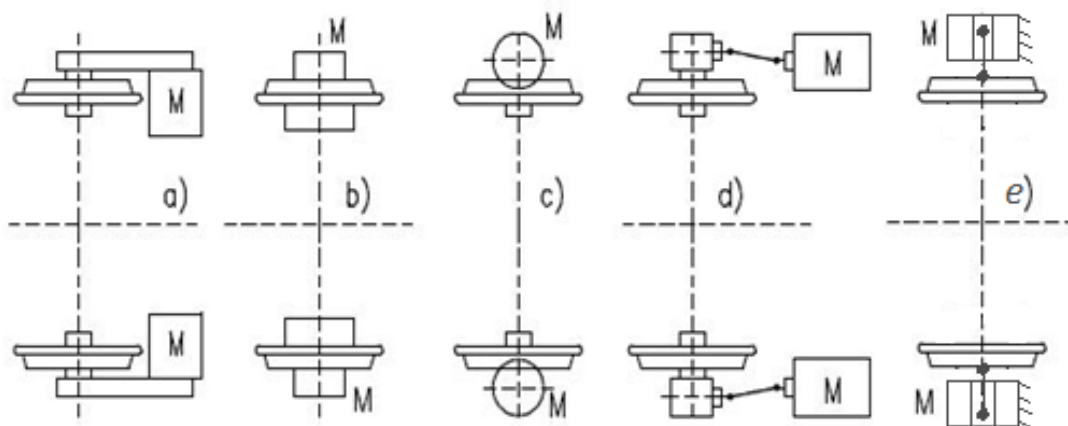
Obrázek 22 - Portálová nápravnice (Škoda 15T ForCity) [32]

Díky takovéto konstrukci podvozku se výška podlahy může opět snížit, a to i pod hodnotu, kde je v jiných případech umístěna náprava, čehož využívají například tramvajové vozy. Výška jejich podlahy je závislá na úrovni nástupiště, které má v městských zástavbách výšku chodníku. Nicméně to neznamená, že by této konstrukce využívaly jen tramvajové vozy s nízkou výškou podlahy. Tato varianta je využita například u vlaků a jednotek Talgo, nebo u konceptu rychlovlaků, které následně více popíšu. Volně otočná kola nevykazují sinusový pohyb při jízdě v přímě trati, jako je tomu u klasických dvojkolí. Tím pádem dochází ke styku kolo – kolejnice pouze na jedné plošce jízdni plochy kola a kolejnice a tyto plochy se více opotřebují, než při působení sinusového (vlnivého) pohybu dvojkolí v koleji. Tento problém by se dal vyřešit řízením každého motoru kola tak, aby byl sinusový pohyb manuálně vytvořen.



Obrázek 23 - Varianta C – Pohon volně otočných kol [26]

Variant, které umožňují zabudovat pohon pro volně otočná kola do pojezdu vozidla, je hned několik. Tyto konstrukční možnosti jsou zobrazeny na Obrázku 24.



a) motor s příčnou zástavbou a čelním převodem

b) motor vestavěný přímo do volně otočného kola

c) svislá osa motoru

d) motor s podélnou zástavbou, kuželovým převodem a kloubovým hřídelem

e) motor upevněný k rámu podvozku spojen s kloub. hřídelem s kolem

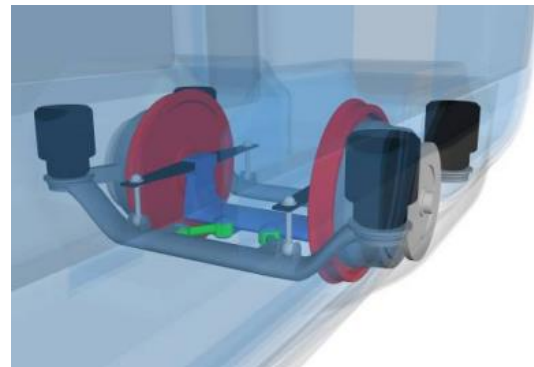
Obrázek 24 - Možnosti umístění pohonu volně otočných kol [26]

Variantu e) můžeme vidět například u pražských tramvají 15T ForCity, kde jsou volně otočná kola poháněna synchronním motorem s permanentními magnety, který je chlazený vodou. Stator tohoto motoru je umístěn na rámu podvozku a odpružen, rotor je pak přes kloubový hřídel spojen s kolem.

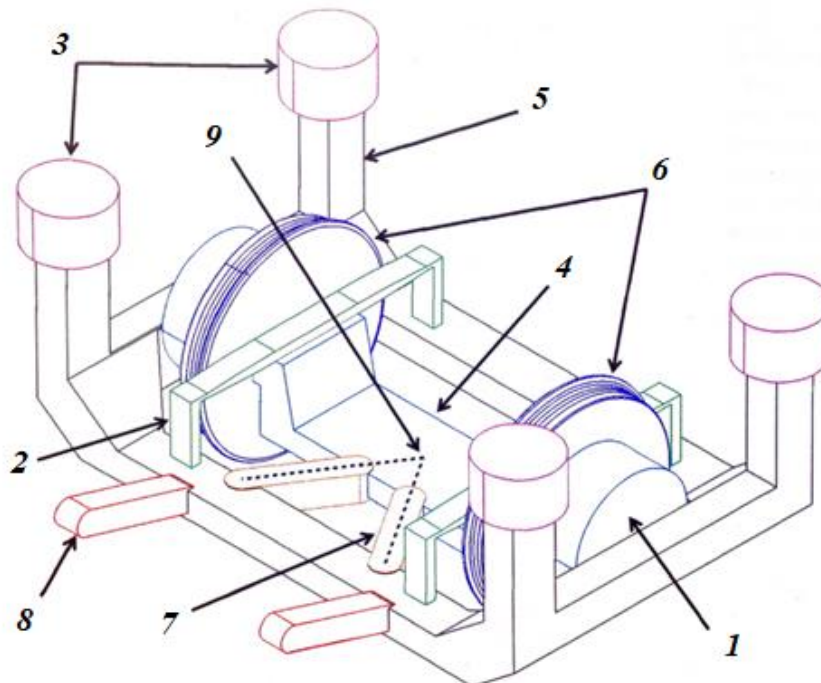
Dalším řešením typu e) využívající jednonápravové podvozky s volně otočnými koly je koncept rychlovlaků NGT – Next Generation Train navrhovaný do tří kategorií jako vysokorychlostní vlaková souprava, meziměstská souprava a nákladní souprava. Z Obrázku 24 vyplývá, že například navrhovaná meziměstská jednotka bude využívat právě jednonápravové pojezdy s volně otočnými koly (Obrázek 25). Tyto vlaky by měly být dvoupatrové, lze tedy předpokládat, že se do budoucna počítá s výrazným snížením hmotnosti vozu a rámu. I přes kvalitní trať je ale nutno splnit normou dané nápravové zatížení, které se právě od hmotnosti vozu odvíjí, a jsou stanoveny na 16 (dle TSI RTS i 17) tun na nápravu, což znamená, že plně ložené vozidlo by mělo vážit maximálně 32 tun.



Obrázek 25 - NGT Regio [29]



Obrázek 26 - Jednonápravový pojezd vozů NGT [28]



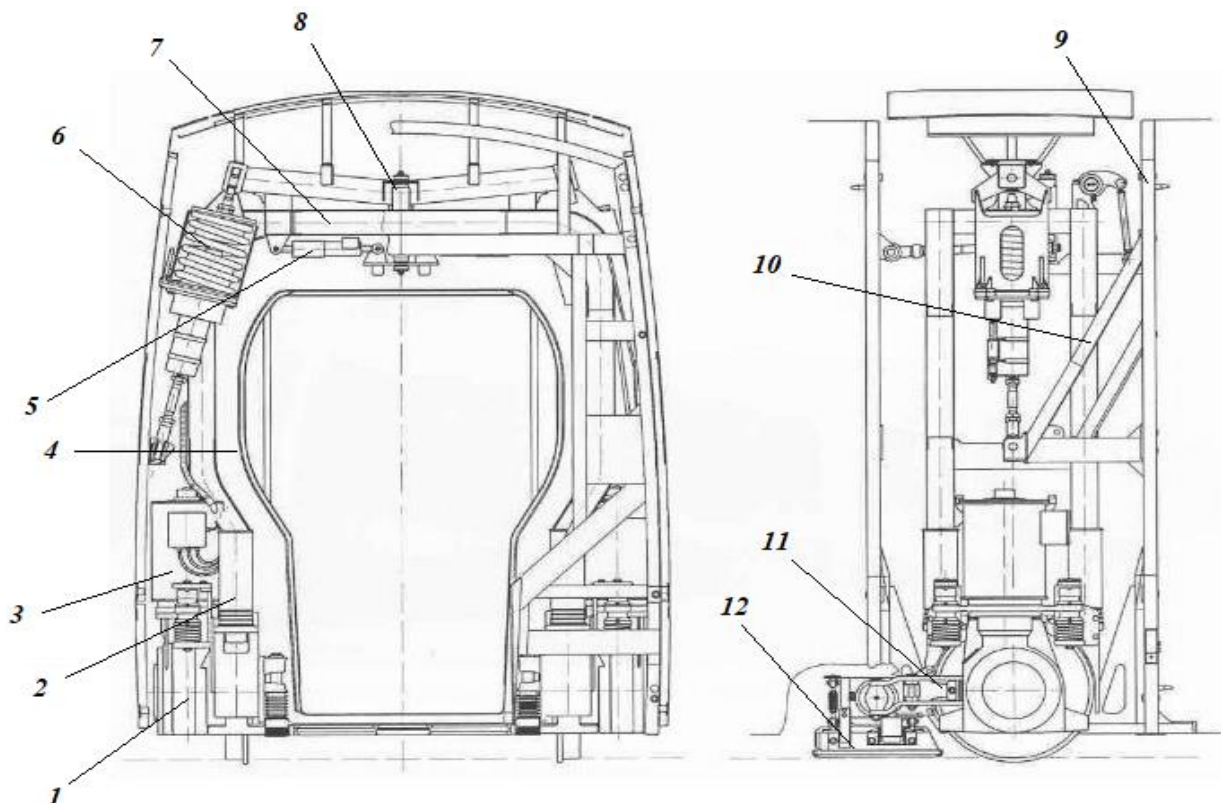
- 1) Synchronní motor s permanentními magnety 2) Primární vypružení tvořené parabolickými listovými pružinami 3) Sekundární vypružení pomocí čtyř vzduchových pružin 4) Nápravnice 5) Rám podvozku 6) Volně otočná kola 7) Vodící ojnice nápravnice 8) Tažně-tlačná tyč pro přenos podélných sil 9) Virtuální středový bod podvozku

Obrázek 27 – Schéma pojezdu rychlovlaku [30]

Variantu c) - volně otočná kola se svislou osou motoru využívají vídeňské tramvaje ULF. Na jednonápravových podvozcích spočívá portálový rám s pojezdem. Díky tomuto řešení bylo možné snížit výšku podlahy vozu vůči silnici na pouhých 18 cm, což je nejnižší výška, kterou tramvajová vozidla nabízí. Na tomto pojezdu jsou poté pružně zavěšeny články tramvaje. Jejich délka je 5,7 metrů, což spolu s jednonápravovými podvozky zajišťuje dobré přizpůsobení nerovnostem a zástavbě městských částí. Trakční motor chlazený vzduchem umístěný svisle vůči vozovce je zcela odpružený a přes hypoidní převodovku a speciální kloubový hřídel je točivý moment motoru přenášen na volně otočná kola. Nejnovější typy tramvají využívají 56 kW asynchronní motor a díky svislé zástavbě motoru a snadnějšímu přístupu k pojezdové části vozu (viz Obrázek 28) lze předpokládat jednodušší údržbu při poruše nebo kontrole vozu.



Obrázek 28 - Podvozek tramvaje ULF [31]



1) Hypoidní převodovka 2) Primární vypružení 3) Asynchronní motor 4) Vnitřní stěna mezivozového přechodu 5) Příčné tlumiče 6) Sekundární vypružení 7) Horní část portálového rámu podvozku 8) Závěs svislých tlumičů 9) Čelo vozového článku 10) Konzola závěsu vozového článku 11) Kotoučová brzda 12) Kolejnicová brzda.

Obrázek 29 – Schéma podvozku tramvaje ULF [31]

2.4 Pojezd elektrobuse

Vzhledem k tomu, že se pro lehké kolejové vozidlo s jednonápravovými podvozky pro regionální používá termín kolejový autobus, svojí koncepcí se blíží k silničním autobusům. Chtěl bych také ukázat konstrukci podvozku pro silniční elektrobuse od firmy ZEIL-ABEGG. Elektricky poháněná náprava pro nízkopodlažní autobus bez převodovky s integrovanými vodou chlazenými motory kola v náboji. Jedná se tedy také o volně otočná kola spadající (podle Obrázku 24) do varianty b)



Obrázek 30 - Elektobus s podvozem ZA wheel [27]

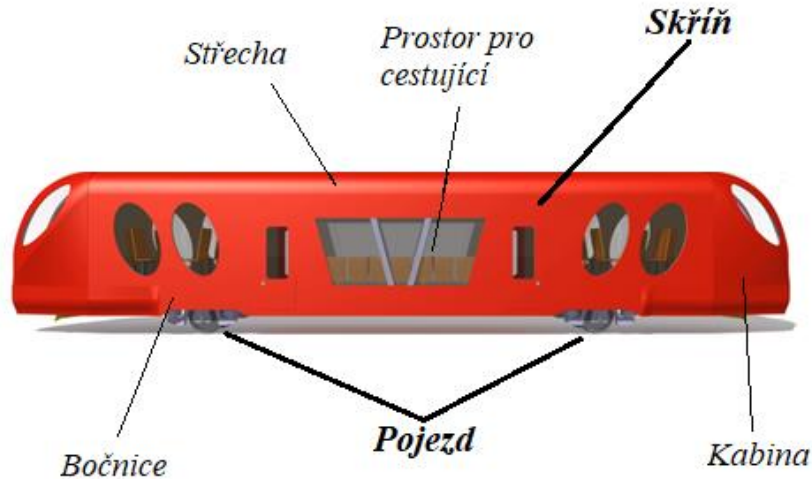
Výhoda využití takového podvozku s pneumatikami spočívá v tom, že pneumatika funguje také jako prvotní vypružení podvozku, kdežto v případě vložení ocelových kol by zde bylo velké procento neodpružených hmot a je tedy nevhodné.



Obrázek 31 - Podvozek ZA wheel [27]

3. Koncept řešení kolejového autobusu

Vozidlo se jako celek skládá ze skříně a pojezdu.



Obrázek 32 - Kolejový autobus

3.1 Skříň vozidla

Skříň se skládá z těchto částí:

- **Hlavní rám.** Je spojen pružícími prvky pevně k rámu pojezdu. Slouží spolu s dalšími díly k přenosu podélných a svislých sil, které na vozidlo působí tažnými či brzdnými silami a zatížením od nákladu, zařízení, cestujících a dynamických sil při svislých pohybech. Při mém návrhu skříně kolejového autobusu, vypracovaném projektu 2, je hlavní rám tvořen diferenciální ocelovou stavbou složenou z ocelových profilů.²



Obrázek 33 - Hlavní rám vozidla

² V současnosti se používají tři typy výroby hlavních rámu, nebo také hrubých staveb skříní. Je to diferenciální ocelová stavba, integrální hliníková stavba a hybridní stavba.

- **Střecha.** V případě, že jde jen o krycí prvek celé skříně a neslouží jako nosná část výzbroje vozidla, jsou na ni kladeny požadavky na co nejmenší hmotnost. Pokud ale bude sloužit mimo jiné taky jako nosná část pro výzbroj, má to vliv na její konstrukci a musí mít náležitou pevnost a tuhost.
- **Kabina.** Je místem pro strojvedoucího. Je tvořena hlavním panelem pro ovládání vozidla a musí také splňovat parametry pro správný výhled strojvedoucího a bezpečnost při nárazu.
- **Bočnice.** Z většiny případů její plochu pokrývají okna nebo dveře vozu. Mimo jiné může obsahovat také aktivní prvky například pro nasávání vzduchu



Obrázek 34 - Bočnice vozidla

- **Prostor pro cestující nebo náklad.** Jedná se o důležitou část vozu, neboť s tímto prostorem přijdou cestující nebo přepravovaný materiál do bezprostředního kontaktu. Jsou tu kladené velké nároky na design, osvětlení, bezpečí a pohodlí, spolu se správným rozmístěním sedadel kvůli rychlému či bezbariérovému pohybu cestujících.



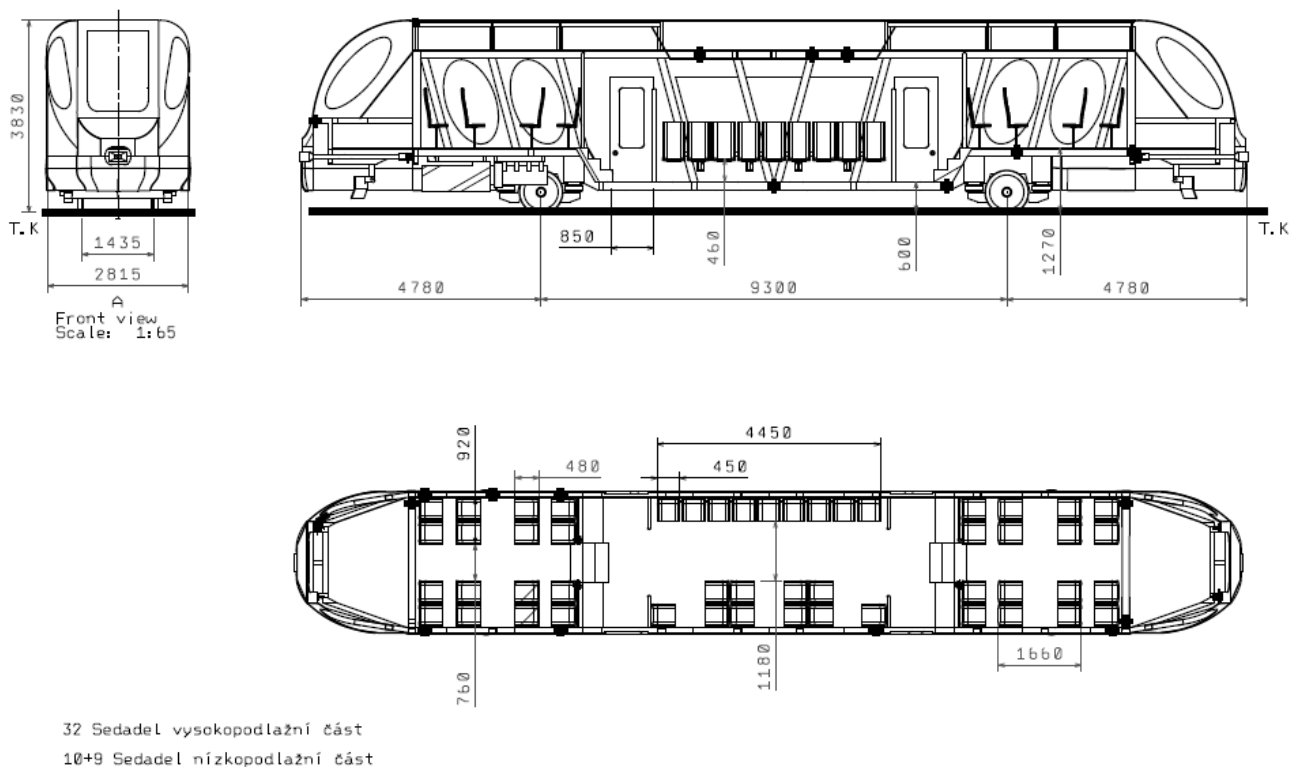
Obrázek 35 - Interiér vozidla

- **Výzbroj.** Slovem výzbroj rozumíme místo pro umístění pomocných pohonů a dalších komponent důležitých k provozu vozidla. Výzbroj se může nacházet různě umístěná, například na střeše nebo pod podlahou vozu.³

³ U lokomotiv se tento prostor nazývá strojovna a zabírá většinu prostoru z lokomotivy.

3.2 Typový výkres

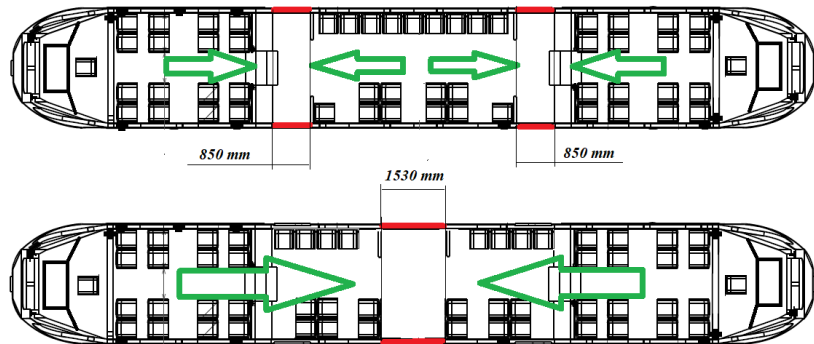
Využijí typový výkres vozu navrhovaného v průběhu studia při práci na projektu. Tento projekt měl za úkol vytvořit výpočet obrysu pro konstrukci navrženého vozu, jeho hmotnostní bilanci, velikost nápravového a kolového zatížení a kontrolu bezpečnosti proti vykolejení. Co se tedy týče typového výkresu, nemusí plně odpovídat následujícím návrhům pojezdu a pohonu. Avšak hmotnostní bilance a parametry odpovídají kolejovému elektrobuse, proto tyto získané hodnoty využijí k návrhu.



Obrázek 36 - Typový výkres

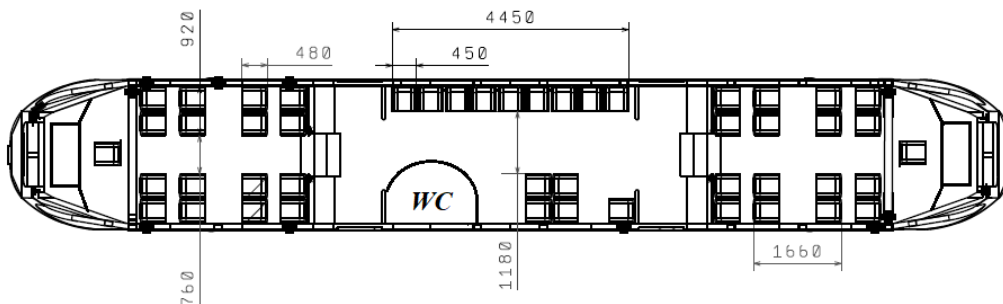
Typový výkres znázorňuje konstrukci daného kolejového vozidla, nejčastěji v půdorysu, nárysu a bokorysu. Jsou na něm zobrazeny základní kóty a parametry vozidla. Dále také rozmístění jednotlivých prvků, jako jsou sedačky, okna, dveře, nebo rozdíly ve výšce podlahy. Na místa pro sezení je kladen nárok jak na rozměry, pohodlí, ale také komfort. Proto se snažíme, aby byly rozmístěny co nejvíce symetricky, vzhledem k rovnoměrnému zatížení vozu, ale také podle směru jízdy, nebo umístění sedadel za sebou, či naproti sobě. Důležitou součástí regionálních vozů je místo pro kočárky, vozíčkáře nebo přepravu kol a lyží. Tato část se v Obrázku 36 nachází u podélných sedadel, které jsou sklopné, dá se tedy na jejich místo vjet například s invalidním vozíkem a ten pomocí pásu zajistit.

Například umístění dveří ovlivňuje nejen pevnost rámu vozu, která se kvůli prostoru určenému pro umístění dveří, oslabí. Vzniká tak místo, kde se při případném nárazu akumuluje velké množství energie vzhledem k malému množství nosných prvků, a tudíž má toto místo větší tendenci k lámání a



Obrázek 37 - Uspořádání dveří

deformaci. Ale také určuje prostor pro výstup a nástup cestujících a jejich „rovnoměrné“ rozložení po voze. Ve variantě, kde jsou umístěny dveře ve střední části vozu, jde o dvouramennou variantu dveří s šířkou 1530 mm, což umožňuje nástup více cestujících najednou nebo lepší manipulaci s kočárkem či vozíčkem, nicméně se cestující budou shlukovat ve střední části vozu. Varianta s dvěma dveřmi podle mého názoru umožňuje lepší rozmístění cestujících, šířka 850 mm je dostatečná i pro vozíčkáře a je také přijatelnější vzhledem k zmiňovaným pevnostním podmínkám.



Obrázek 38 - Typový výkres (wc)

Tyto prvky se můžou při požadavcích zákazníka měnit, například pokud bude vyžadovat zabudování toalety do vozu, je možnost takovouto wc buňku integrovat místo sedadel do nízkopodlažní části vozu. To ovšem znamená nárůst hmotnosti a snížení počtu sedadel a plochy pro stání.

Celková délka vozidla	18 860	Mm
Výška vozidla	3 830	Mm
Šířka vozidla	2 815	mm
Počet sedadel	(51)	-
Plošná hustota stojících při provozním obsazení	(2,5)	1/m ²
Plocha ke stání	(16)	m ²
Počet stojících osob při provozním obsazení	(40)	-
Počet cestujících při provozním obsazení	(91)	-

 Tabulka 6 - Parametry kolejového elektrobusu⁴

⁴ Hodnoty v tabulce 6, které jsou uvedené v závorkách, se mohou v závislosti na požadavcích měnit.

3.3 Hmotnostní bilance

Hmotnost vozidla si rozdělím do několika částí, které poté hmotnostně blíže specifikuji.

3.3.1 Skříň

Skříň, popsána také v kapitole 3.1., bude mít na hmotnosti vozidla značný podíl. Její hlavní rám je tvořen diferenciální ocelovou stavbou tvořenou ocelovými profily. Vzhledem k trendům kolejové dopravy je snaha, aby byla skříň vozu co nejlehčí, nicméně musí zvládnout předepsané pevnostní parametry a dynamické síly působící na vozidlo. Co se týká interiéru, nároky na jeho pohodlí a kvalitu, jako je například klimatizace, vytápění nebo další prvky zvedají hmotnostní parametry vozidla. V následující tabulce popíšu jednotlivé hmotnostní parametry skříně. Tyto hodnoty uvažuji jako přibližné hmotnosti částí a komponent pro kolejový elektrobuses (tabulka 7). Jelikož navrhuji kolejový elektrobuses, bude na střeše vozidla umístěn i pantograf. Ten využiji buď pro dobíjení baterií v zastávkách, nebo pro odběr elektrické energie v případě, že pojedou po elektrifikované trati.

<i>Komponenta</i>	<i>Hmotnost [kg]</i>
<i>Hlavní rám</i>	6 000
<i>Oplechování</i>	940
<i>Okna</i>	600
<i>Dveře</i>	250
<i>Sedačky</i>	1 000
<i>Pomocné agregáty</i>	500
<i>Montážní prvky a izolace</i>	800
<i>Pantograf</i>	150
<i>Kabeláž a elektronika</i>	250
Σ	10 490

Tabulka 7 - Hmotnostní parametry skříně

3.3.2 Podvozek

Hmotnost pojezdu bude záviset na druhu vozidla. V případě kolejového elektrobuses, kde je použit jednonápravový pojezd, bude tato hodnota menší.

<i>Komponenta</i>	<i>Hmotnost [kg]</i>
<i>Kola</i>	400
<i>Rám pojezdu</i>	1000
<i>Vypružení</i>	250
<i>Tlumiče</i>	100
<i>Brzdový mechanismus</i>	100
<i>Nápravnice</i>	400
Σ	2 250

Tabulka 8 - Hmotnostní parametry jednoho podvozku

3.3.3 Pohon

Při určování hmotnostní analýzy pohonu kolejového elektrobuses porovnám hmotnosti pohonu také s variantou sériového hybridu, kterou řešil Pavel Hříbal.

<i>Komponenta</i>	<i>Kolejový elektrobus</i>	<i>Sériový hybrid</i>	<i>Jednotky</i>
<i>Pohon</i>	A' A'	A' A'	-
<i>Spalovací motory</i>	0	970	[kg]
<i>Čelní převodovky</i>	0	15	[kg]
<i>Hlavní převodovky</i>	0	0	[kg]
<i>Generátory (Alternátor)</i>	0	1 170	[kg]
<i>Trakční motory</i>	660	760	[kg]
<i>Trakční usměrňovače</i>	50	50	[kg]
<i>Trakční měniče</i>	465	465	[kg]
<i>Kloubové hřídele</i>	0	160	[kg]
<i>Nápravová převodovka</i>	0	370	[kg]
<i>Bateriové měniče</i>	25	25	[kg]
<i>Usměrňovač PP</i>	386	386	[kg]
<i>Baterie</i>	2 600	639	[kg]
<i>Chlazení a přístroje baterií</i>	400	100	[kg]
<i>Rám power packu</i>	200	150	[kg]
Σ A' A'	5 186	5 260	[kg]
Σ jednoho pohonu	2 593	2 630	[kg]

Tabulka 9 - Hmotnostní parametry pohonů [8], [9]

Při řešení hmotností bilance pro čistě elektrický pohon můžu ještě před samotným výpočtem s jistotou říci, že nejtěžší součástí budou právě baterie, které tvoří jediný zdroj energie, pokud pojedeme po neelektrifikované části trati. Rozhodl jsem přistoupit k přesnějšímu výpočtu, abych docílil představy, jak velká bude hmotnost baterie, a tedy její kapacita, abych nepřesáhnul dovolené nápravové zatížení. Tím pádem si budu moci vypočítat také vzdálenost, kterou vozidlo s takovouto výbavou bude schopno ujet na vybrané reálné trati čistě na energii dodávanou z baterií. Této problematice se budu podrobněji věnovat v kapitole 3.5.

3.3.4 Užitečné zatížení

Užitečným zatížením se rozumí vyplnění užitečné plochy vozu nákladem nebo cestujícími. V mém případě kolejového elektrobusu to budou cestující. Obsazení v případě vozů pro přepravu osob určuje počet sedadel a plocha pro stání. V následujících výpočtech rozdělím užitečné zatížení do dvou kategorií, a to na provozní obsazení, které se bude blížit průměrnému obsazení vozidla po celou dobu jeho jízdy, kdy předpokládám pohodlnou jízdu jak pro sedící, tak hlavně stojící, a poté maximální obsazení, při kterém se bude plošná hustota stojících blížit svému maximu.

3.3.4.1 Normálně zatížené vozidlo

Průměrnou hmotnost jednoho cestujícího budu uvažovat **80 [kg]**, počet sedadel je daný zástavbou uvnitř vozu, pro můj výpočet zvolím počet sedadel $x_{sed} = 51$ (viz Obrázek 36). Další obsazený prostor cestujícími bude prostor pro stání. Ten je dán plochou ke stání, která je v mém případě $S_{stání} = 16 [m^2]$. Tato plocha bude pasažéry obsazena určitou hustotou, v případě provozního zatížení vozidla uvažuji, že na každý metr čtvereční mé plochy pro stání se vejde dva a půl osoby $S_{h\ stání} = 2,5 [os/m^2]$. Celkový počet stojících cestujících při provozním zatížení bude viz vztah 3.1.

$$x_{\text{stoj}2/3} = S_{\text{stání}} \cdot S_{h \text{ stání}} = 2,5 \cdot 16 = 40 \quad (3.1.)$$

Celkový počet cestujících dostanu jako součet sedících a stojících cestujících vztah 3.2. Po vynásobení výsledného počtu cestujících průměrnou hmotností dostanu užitečnou hmotnost, respektive hmotnost cestujících při provozním zatížení vztah 3.3.

$$x_{\text{cestujících}2/3} = x_{\text{sedadel}} + x_{\text{stoj}2/3} = 51 + 40 = 91 \quad (3.2.)$$

$$m_{\text{cest}2/3} = 80 \cdot x_{\text{cestujících}2/3} = 80 \cdot 91 = 7280 \text{ kg} \quad (3.3.)$$

3.3.4.2 Maximálně zatížené vozidlo

Při maximálním zatížení zůstává plocha ke stání jako v předchozím případě, uvažují ale větší hustotu stojících cestujících $S_{h \text{ stání max}} = 4,5 \text{ [os/m}^2\text{]}$. Výpočet je následující:

$$x_{\text{stoj max}} = S_{\text{stání}} \cdot S_{h \text{ stání max}} = 4,5 \cdot 16 = 72 \quad (3.4.)$$

$$x_{\text{cestujících max}} = x_{\text{sedadel}} + x_{\text{stoj max}} = 72 + 51 = 123 \quad (3.5.)$$

$$m_{\text{cest max}} = 80 \cdot x_{\text{cestujících max}} = 80 \cdot 123 = 9840 \text{ kg} \quad (3.6.)$$

Provozní zatížení	Počet sedících cestujících	Počet stojících cestujících	Hmotnost [kg]
Normální	51	40	7 280
Maximální	51	88	9 840

Tabulka 10 - Užitečné zatížení

3.3.4.3 Suma hmotností

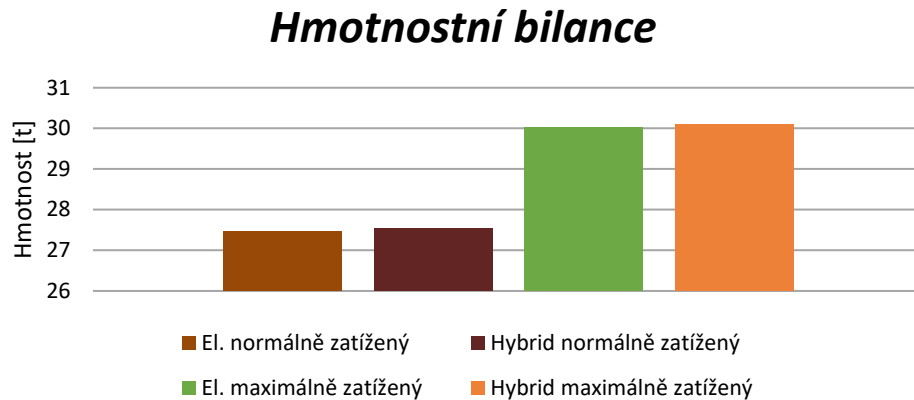
Část vozu	Rozdělení	Hmotnost [kg]	Značení
Skříň (elektrický)	Prázdný vůz	15 676	$m_{s \text{ pv}}$
	Plně ložený	25 516	$m_{s \text{ lož}}$
Podvozek	-	2 250	m_{pod}
Pohon	Elektrický	5 186	$m_{p(\text{el})}$
	Sériový hybrid	5 260	$m_{p(\text{hybrid})}$
Užitečné zatížení	Normální	7 280	$m_{\text{cest}2/3}$
	Maximální	9 840	$m_{\text{cest max}}$
Vůz (elektrický)	Prázdný	20 176	$m_{v \text{ pv}}$
	Normálně ložený	27 456	$m_{v2/3}$
	Plně ložený	30 016	$m_{v \text{ lož}}$

Tabulka 11 - Suma hmotností⁵

Celková hmotnost vozu při normálním zatížení dosahuje přibližně **27,5 tun**, což odpovídá představám kolejového elektrobuse. Při zvolení sériového hybridu pohonu se tato hodnota na místo čistě elektrického pohonu liší o necelých **100 kg**. V případě čistě elektrického pohonu je nejdominantnější složkou hmotnost baterií. Pokud tedy využiji

⁵ Popis (elektrický) u částí vozu znamená, že počítám s elektrickou (bateriovou) variantou pohonu.

elektrického pohonu a maximální uvažované plošné hustotě $4,5 [os/m^2]$, hmotnost kolejového elektrobusu tím pádem nepřesáhne **30 tun**. Rozdílné hodnoty hmotností při různých užitečných zatíženích a volbách pohonu jsou popsány v grafu 2.

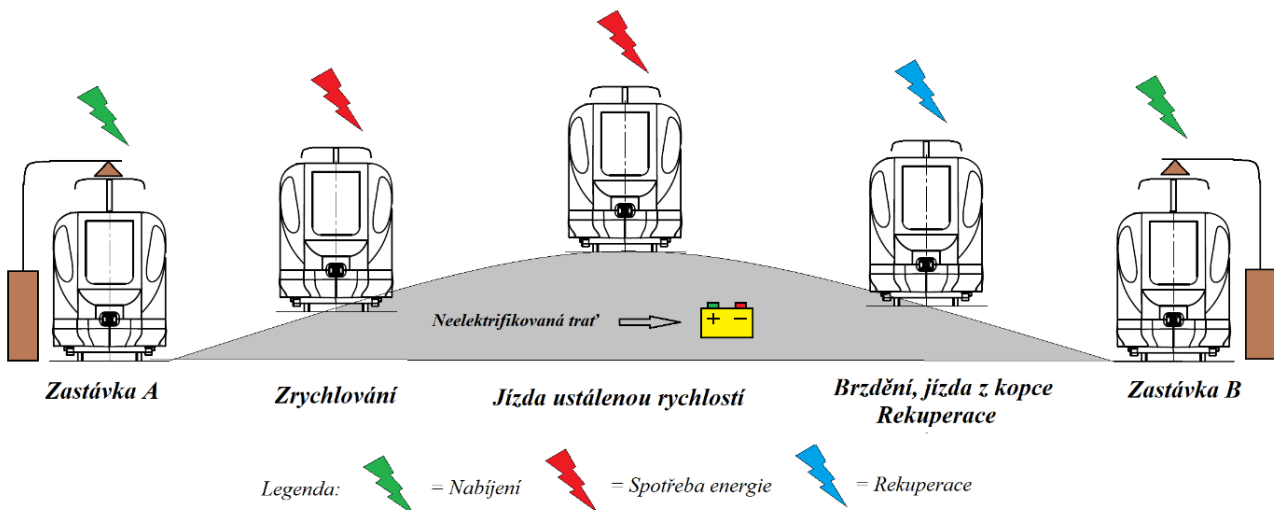


Graf 2 - Porovnání hmotností použitým pohonu a velikosti zatížení

3.4 Trakční charakteristika, Bateriový pohon

Vzhledem k tomu, že spousta regionálních tratí není elektrifikována, je potřeba využít jiný zdroj energie pro trakci vozidla. Nabízí se dvě možnosti, buďto využití spalovacího motoru, nebo bateriových modulů pro trakci na neelektrifikovaných tratích. Volím variantu čistě bateriového pohonu, a to z důvodu moderních trendů, kdy se technické parametry baterií zlepšují. Lze s nimi pracovat u silničních autobusů nebo železničních vozidel a jedná se také o zajímavé řešení.

Na Obrázku 39 jsem popsal předpokládaný jízdní cyklus navrhovaného kolejového elektrobusu, kde uvažuji nabíjecí stanice v zastávkách, využití energie z baterií při trakci a rekuperaci energie do baterií při brzdění. Pro cyklus musí vyvinout vozidlo tažnou sílu pomocí motoru, což spotřebovává právě energii z baterií a tuto energii neboli práci budu následně počítat a tím dostat přehled o možnostech a využití čistě bateriového pohonu.



Obrázek 39 - Jízdní cyklus kolejového elektrobusu

Pro výpočet práce, kterou vlak vykoná za svou jízdu, si potřebuji spočítat od trakční charakteristiky, jízdní odpory, brzdovou charakteristiku až po dráhový tachogram. Všechny tyto parametry vycházejí ze studií trakční mechaniky, což je obor pojednávající o pohybu, silových účincích, zrychlení, energii atd. kolejového vozidla v koleji.

Celkový výpočet trakční mechaniky je značně komplexní, proto jsou některé výpočty zjednodušené, nicméně toto zjednodušení není tak zásadní, aby ovlivnilo zobrazené chování vozidla oproti skutečnosti. Například při výpočtu odporů se počítá odpor jízdní, nebo také vlakový a traťový. V případě traťového odporu budu uvažovat takzvaný redukováný sklon tratě, kde redukování znamená započítání přídatného odporu z oblouku případně odporu z tunelu do odporu ze stoupání (sklonu) tratě. Se zjednodušením počítám i u tachogramu, kde využiji zjednodušený cyklus rozjezdu, jízdu v přímé koleji ustálenou rychlostí a brzdění do zastávky.

3.4.1 Odpory působící na vozidlo

Slovem odpor rozumíme sílu, ta se snaží bránit vozidlu v pohybu po koleji a způsobuje tím brzdění vozidla. Jede-li vozidlo v přímé koleji ustálenou rychlostí, působí na vozidlo pouze jízdní odpor, který působí proti směru jeho jízdy. Tento odpor musíme překonat, pokud chceme vozidlo rozjet, nebo jej udržovat v konstantní rychlosti. K překonání těchto odporů využíváme tažnou sílu vozidla, která je vyvíjena motory a pojednává o ní trakční charakteristika, kterou si popíšeme dále. Jízdní odpor se skládá z několika dílčích odporů, a tím jsou například odpor valení kola po kolejnici, odpor tření v ložiskách, odpor vzduchu. Tyto odpory vyjadřujeme silami F [N]. U kolejových vozidel byl zaveden měrný jízdní odpor. Jednotka měrného jízdního odporu je [N/kN]. Velikost jízdních odporů vztažená na jednotku tíhy umožňuje vytvořit tabulky měrných odporů pro jednotlivé typy vozidel. Tabelovanou hodnotu měrného odporu pouze vynásobíme jeho hmotností v tunách a známou konstantou tíhového zrychlení. 1 [N/kN] měrného vozidlového odporu znamená, že na každých 1000 [N] tíhové síly vozidla připadá 1 [N] vozidlového odporu. [N/kN]. Matematickým výrazem pro výpočet měrného jízdního odporu je následující kvadratická rovnice:

$$p_o = a + b \cdot v + c \cdot v^2 \text{ [N/kN]} \quad (3.7.)$$

Převod mezi jízdním odporem a měrným jízdním odporem je následující. V případě, že za hmotnost m dosazují tuny [t] a g je poté gravitační zrychlení [m/s^2], vyjde síla v [N]:

$$F_o = p_o \cdot m \cdot g \text{ [N]} \quad (3.8.)$$

Rovnice měrného jízdního odporu p_o obsahuje tři konstanty (a, b, c) a jednu pro měrnou veličinu v a tou je rychlost. Konstanta, a tedy absolutní člen v polynomu jízdního odporu zohledňuje valení a tření v ložiskách. Železnice vždy vynikala malým odporem valení, nicméně v průběhu let došlo k dalším zlepšením, neboť došlo k výměně kluzných ložisek valivými a zkvalitnění jízdní dráhy. Tento člen má obecně pro kolejovou dopravu hodnotu $a = 1$ [N/kN]

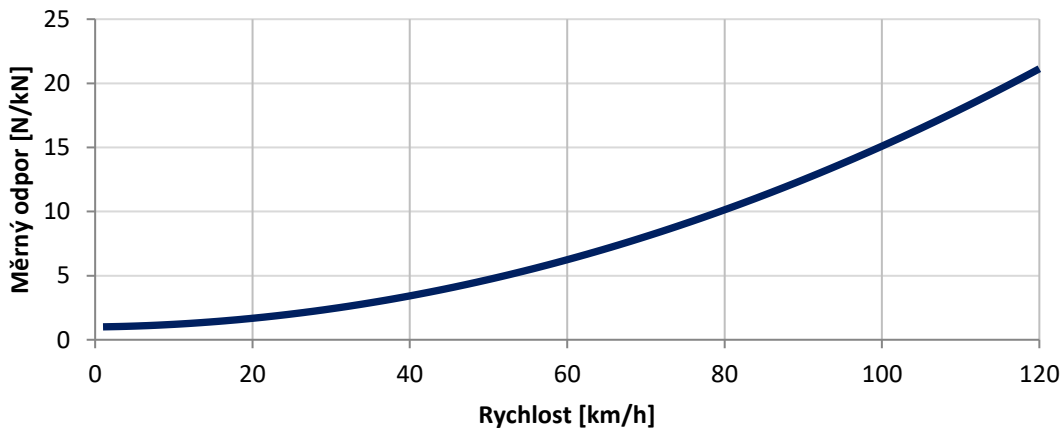
Následuje lineární člen v polynomu jízdního odporu a je jím zohledněn vliv vypružení, kde je tento odpor buzen nerovnostmi tratě. Jízda po nerovné trati totiž vyvolává kmitavé pohyby vozidla, které spotřebovávají určitou energii. Tuto energii musíme vozidlu dodat působením tažné síly. Amplitudy kmitů a tím i potřebná síla, kterou musíme dodat je úměrná rychlosti vozidla. Tato složka je velmi malá a zvětšuje se lineárně s rychlostí. Při rychlosti **100 km/h** se tato hodnota pohybuje někde okolo **1 ‰** tedy **1 [N/kN]**.

Zbývá kvadratický člen, člen aerodynamického odporu, tedy vlivu tření vzduchu. Tento člen je v celém polynomu ten nejvýznamnější, neboť roste s druhou mocninou rychlosti. Dokonalá aerodynamika je tak nutností pro jízdu vysokou rychlostí, nicméně aerodynamická složka odporu je významná i při jízdě nepříliš vysokými rychlostmi (**60 – 80 km/h**). Je to zejména u krátkých lehkých vozidel jako, je například kolejový autobus, neboť je tento kvadratický člen měrného jízdního odporu nepřímo úměrný hmotnosti. Můžeme to popsat tak, že pokud máme jednotku vozů o násobně větší hmotnosti, než je uvažovaný kolejový autobus, působí na ně takřka stejný aerodynamický odpor, neboť plocha působící na vzduch kolejového autobusu a jednotku vozů je téměř podobná a mezi vozové přechody u jednotky vozů působí daleko menším odporem než právě první „rozrážející“ vůz.

$$F_{av} = p_{dyn} \cdot C_x \cdot S = \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot v^2 \cdot C_x \cdot S \rightarrow c = \frac{\frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot v^2 \cdot C_x \cdot S}{m \cdot g} [N] \quad (3.9.)$$

Následuje graf měrného jízdního odporu pro navrhovaný kolejový elektrobus:

Měrný jízdní odpor



Graf 3 - Měrný jízdní odpor kolejového autobusu

Odpor ze stoupání, tedy jeden z traťových odporů se v železniční dopravě vyjadřuje jako přírůstek výškové hodnoty v metrech na úseku o délce **1000** metrů. Velikost sklonu vyjadřujeme v promilích [‰], při jízdě do klesání má hodnota sklonu záporné znaménko. Jednoduchým výpočtem lze prokázat, že měrný odpor ze sklonu trati je roven sklonu trati v promilích: $p_s [N/kN] = s [‰]$. Při jízdě do klesání, kdy je měrný odpor ze sklonu trati záporný, působí odpor ze sklonu společně s tažnou silou.

$$F_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha \rightarrow p_s = \frac{F_s}{m \cdot g} = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha}{m \cdot g} = \frac{h}{l} = s \text{ [‰]} \quad (3.10.)$$

Síla ze stoupání je vyjádřena jako F_s [N], m [kg] je hmotnost vozu, g gravitační zrychlení země a α úhel stoupání tratě. Pokud tento odpor převedeme na měrný, dospějí k závěru, že je to právě podíl přírůstku výškové hodnoty h ku délkové hodnotě l , která je 1000 metrů. Tím dostanu hodnotu $s = p_s$.

Jak už bylo řečeno na začátku této kapitoly, pro usnadnění výpočtu se upravuje profil trati redukcí. Tato redukce je započítání odporu oblouku a tunelů do odporu ze stoupání (sklonu). Vztah pro redukovaný odpor ze sklonu je následující:

$$p_{sr} = \frac{p_s \cdot l_s + \sum_k p_R \cdot l_R + \sum_n p_{tun} \cdot l_{tun}}{l_s} \text{ [‰]} \quad (3.11.)$$

Kde p_{sr} je redukovaný odpor ze sklonu, p_s odpor ze sklonu, l je délka úseku, kde indexy znamenají daný druh odporu, tedy s ze sklonu, R z oblouku a tun z tunelu. Odpor z oblouku je poté p_R a je dán empirickými vztahy, kde pro vedlejší, regionální tratě s poloměry oblouku $R = 150 \div 300$ [m] vypadá následovně.

$$p_R = \frac{500}{R - 30} \text{ [‰]} \quad (3.12.)$$

V poslední řadě pak p_{tun} odpor tunelu je způsoben zvýšeným odporem vzduchu při průjezdu tunelem v důsledku vytlačování sloupce vzduchu a jeho víření kolem vlaku. Jeho hodnoty jsou v rozmezí $1 \div 2$ [‰].

Pro regionální tratě nesmí tento redukovaný odpor ze sklonu dosáhnout 25 [‰]. Spolu s jízdním odporem pak tvoří celkový odpor působící na vozidlo

3.4.2 Trakční charakteristika

Trakční charakteristika je závislost tažné síly vozidla na rychlosti. Rozlišujeme několik způsobů vykreslování tažné síly do grafu, a to hlavně tažnou sílu na obvodu kol F_t . Ta působí v místě styku kola a kolejnice a představuje reakci na sílu na obvodu kola, která je důsledkem kroutícího momentu přenášeného na kolo a dále pak tažnou sílu na spřáhle. Tato síla je zmenšená o jízdní odpor vozidla $F_h = F_t - F_o$. Pro můj výpočet budu uvažovat sílu F_t , tedy sílu na obvodu kol, neboť motor spotřebovává práci také na překonávání daných jízdních odporů vozidla.

Tvar trakční charakteristiky je omezen několika parametry, které vyplývají z konstrukce vozidla a je to:

a) Adhezní omezení

$$F_{adh} = \varphi_a \cdot m_{adh} \cdot g \text{ [kN]} \quad (3.13.)$$

Kde F_{adh} je adhezní síla v [kN], φ_a [-] součinitel adheze, tedy schopnost přenosu tečné (tažné) síly mezi kolem a kolejnicí, kdy se jeho hodnoty pohybují mezi $0,05$, kde se tato hodnota udává pro velmi znečištěnou a vlhkou kolej, až po $0,4$, což platí pro suchou

kolej, která je ještě pískována. Pro následující výpočet budu uvažovat součinitel adheze $\varphi_a = 0,18$. Tato hodnota odpovídá již ne příliš příznivým podmínkám. Následuje m_{adh} adhezní hmotnost, která nám popisuje, jakou hmotnost vozidla můžeme při rozjezdu využít a dá se spočítat jako poměr všech podvozků vozidla k hnaným podvozkům vozidla. Následným vynásobením celkové hmotnosti vozidla dostaneme adhezní hmotnost v [t]. Z důvodu uvažování obou jednonápravových podvozků jako hnaných, a tedy poměrem celkového počtu podvozků ku hnaným 100 %, bude adhezní hmotnost $m_{adh} = 20,2$ [t], tedy prázdná hmotnost vozidla. Výpočet budu provádět při uvažování maximálně loženého vozu. A zůstává g gravitační zrychlení země [m/s^2]. V případě, že by byla hodnota $F_t > F_{adh}$, došlo by k prokluzování kol, dvojkolí na kolejnici.

$$F_{adh} = \varphi_a \cdot m_{adh} \cdot g = 0,18 \cdot 20,2 \cdot 9,81 = 35,67 \text{ kN} \quad (3.14.)$$

V průběhu návrhu pohonu pro kolejový elektrobus jsem došel k poznatku, že pokud využiji navržený motor v Kapitole 5.1.1., bude toto adhezní omezení dáno maximálním omezením motoru. Motor má stanovené momentové omezení na $M_{max} = 3100 \text{ Nm}$ (viz graf 11) vztahem 3.15 si mohu zjistit, jakou sílu motor při rozjezdu dokáže vyvinout.

$$F_{roz} = \frac{M_{max}}{r_{ojeté}} = \frac{3100}{0,385} = 8052 [N] \quad (3.15.)$$

F_{roz} [N] je síla vyvinutá motorem při daném momentu motoru $M_{max} = [Nm]$ a $r_{ojeté}$ [m] je poloměr ojetého kola. Síla spočítaná vztahem 3.15 je maximální tažná síla jednoho motoru. Pokud budu chtít vědět maximální sílu kolejového elektrobusu, vynásobím hodnotu z tohoto vztahu počtem motorů $n_{mot} = 4$

$$F_{rozv} = F_{roz} \cdot n_{mot} = 8052 \cdot 4 = 32\,207,8 \text{ N} = 32,2 \text{ kN} \quad (3.16.)$$

Toto je poté maximální tažná síla při rozjezdu odůvodněná maximálním momentem motoru. Vztah 3.14 jsem ale nepočítal zbytečně. Pokud jej porovnám se vztahem 3.16, zjistím, že mohu tuto rozjezdovou sílu motoru využít a dokážu ji přenést i při parametrech použitých ve vztahu 3.14 při malém součiniteli adheze, který odpovídá horším podmínkám a malé hmotnosti vozu, odpovídající prázdnému kolejovému elektrobusu.

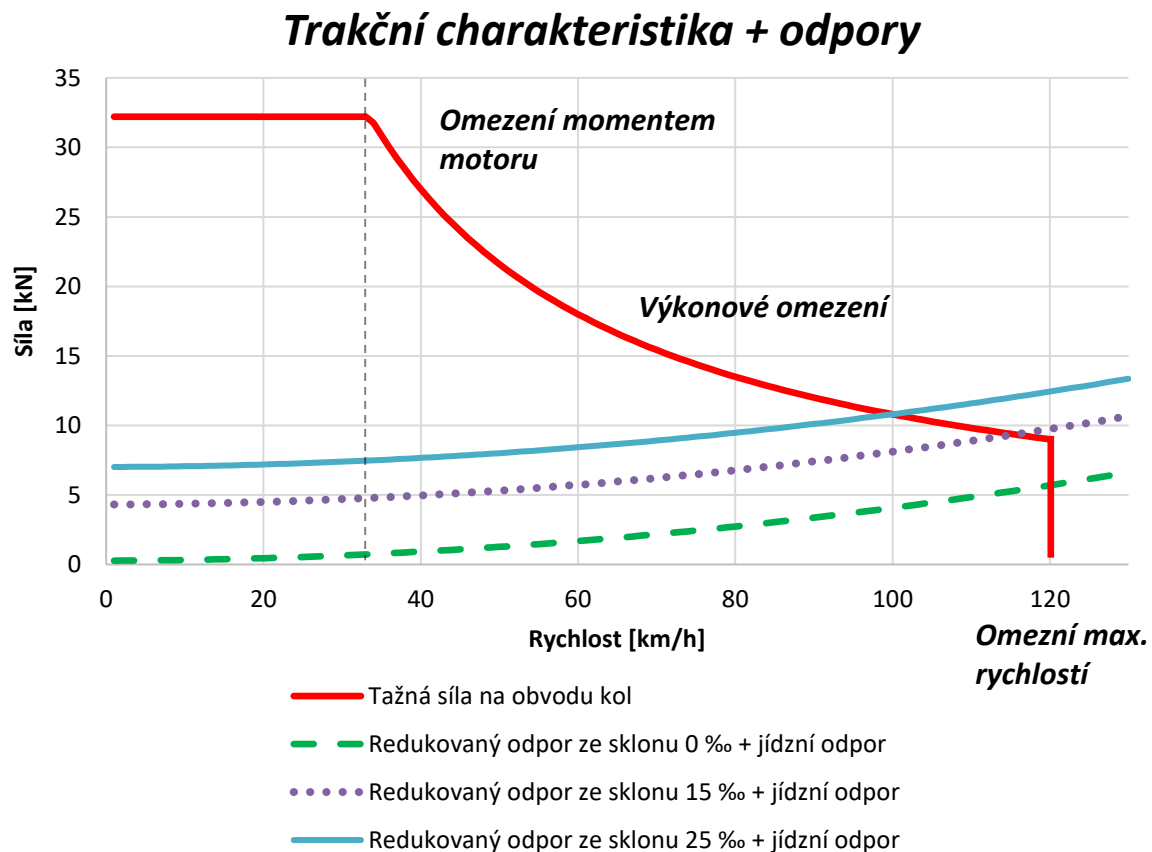
b) *Výkonové omezení*

$$F_t = \frac{P_t \cdot 3,6}{v} [kN] \quad (3.17.)$$

Toto omezení se projeví v okamžiku, kdy vozidlo překročí tzv. kritickou rychlost, tedy průsečík křivky F_{rozv} nebo F_{adh} a F_t . V této oblasti můžeme využít pro jízdu plného výkonu vozidla. F_t je tedy tažná síla na obvodu kol [kN]. P_t [kW] trakční výkon, který odpovídá výkonu motorů. Uvažuji čtyři motory o výkonu 75 kW, to je dohromady 300 kW. A rychlost v stanovenou od 0 do 120 km/h.

c) *Maximální rychlostí vozidla* – ta byla stanovena na 120 km/h.

Nyní mohu vykreslit graf trakční charakteristiky (graf 4). Do toho grafu ještě přidám hodnoty jízdních odporů spolu s různým redukovaným odporem ze sklonu. Díky tomu mohu například vyčíst, kolik síly mi zbyde na zrychlení při jízdě danou rychlostí a traťovém odporu. Hodnota této síly je velikost od křivky odporů, až ke křivce omezení trakční charakteristiky při dané rychlosti. Velikost pod křivkou odporů až k vodorovné ose je poté síla nutná k překonání odporu. Například při 25 ‰ redukovaného odporu mohu dosáhnout pouze 100 km/h, jelikož mi nezbyde žádná síla k dalšímu zrychlení. Při redukovaném sklonu 10 ‰ a méně již dosáhnou maximální rychlosti.



Graf 4 - Trakční charakteristika na obvodu kol + odpory

3.4.3 Brzdová charakteristika

Brzdová charakteristika je závislost brzdě síly na rychlosti vozu. Brzdění pomocí elektrodynamické brzdy (EDB) můžeme rozdělit do dvou kategorií a to odporové, kde veškerou energii získanou z generátorického režimu trakčního motoru následně maříme v brzdových odpornících. Dále pak rekuperační, kde získanou energii můžeme opět využít a navrátit ji zpět do trolejového vedení, nebo uložit do akumulátorů k dalšímu využití. Druhá varianta je jasným trendem současnosti. Stále se pracuje na dokonalejším využití velkých výkonů, které při brzdění způsobují buďto výkyvy v nadřazené veřejné soustavě, nebo problém s rychlým uložením této energie do akumulátorů. V případě, že tuto energii není možno odvést nebo uložit, klesá brzdě účinek této brzdy na nulu.

Tvar brzdové charakteristiky je omezen těmito parametry:

1. Omezení výkonovou bilancí motoru

V nízkých rychlostech se nelze spolehnout na využití EDB, neboť ztrácí účinek. V tomto případě nastane takzvané vystřídání brzd, kdy místo elektrodynamickou brzdou začneme brzdít brzdou mechanickou. Mechanickou brzdu využíváme i v případě vysokých rychlostí, kdy klesá brzdná síla EDB z důvodu výkonového limitu, dochází tedy k spolupráci elektrodynamické a mechanické brzdy. V poslední řadě mechanickou brzdu využíváme také jako zajišťovací pro udržení vozidla po zastavení v klidu.

2. Adhezním omezením

Obdobně jako u trakční charakteristiky ani zde nechceme, aby se nám při brzdění kolejového vozidla dostalo kolo, dvojkolí do smyku (u rozjezdu nastává prokluzování). K zamezení smyku využíváme protismykové ochrany. Při zjištění smyku dvojkolí odbrzdí systém příslušnou brzdu, dokud nedojde k obnovení adheze k opětovnému roztočení dvojkolí nebo volně otočných kol. F_{adh} [kN] pro brzdění bude tedy vypočítáno stejně jako pro trakční charakteristiku (viz vztah 3.13).

Opět jsem zde ovšem limitován motorem, který má stejné momentové omezení jak v motorickém režimu, tak i v generátorickém režimu (viz graf 12). Omezení momentem motoru při stejných parametrech, jako je tomu ve vztahu 3.15 a vynásobené počtem motorů bude maximální brzdná síla následovná $F_{Bmax} = 32,2$ [kN]. I v tomto případě je maximální brzdná síla menší, než je adhezní omezení spočítané ve vztahu 3.14. Tuto sílu tedy vozidlo bude schopno při daných podmínkách schopno přenést.

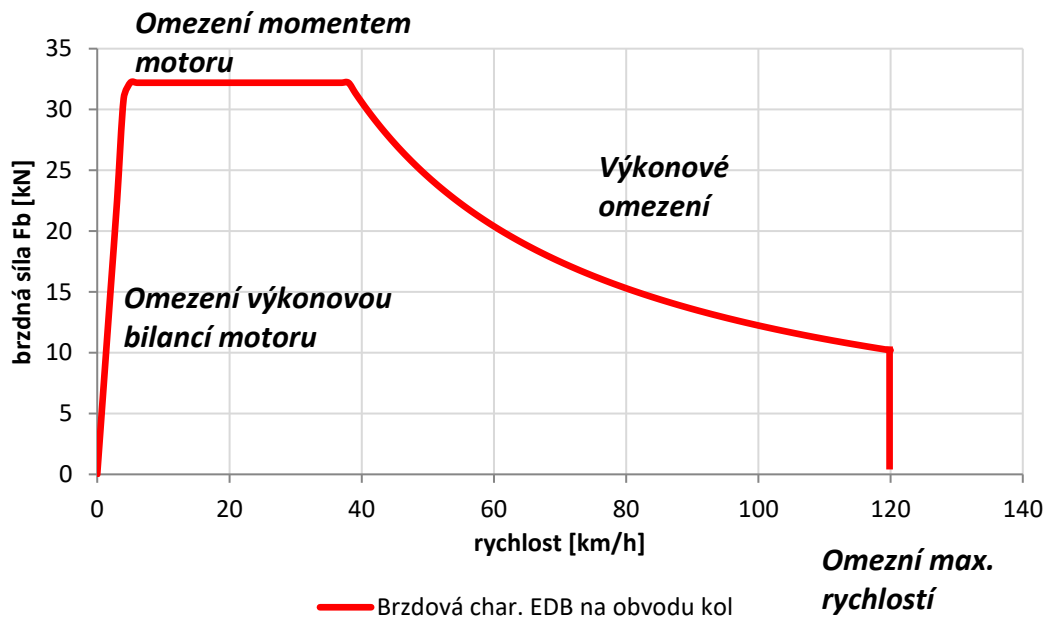
3. Omezení výkonem

$$F_B = \frac{P_B \cdot 3,6}{v} \text{ [kN]} \quad (3.18.)$$

Zde platí také analogie jako u trakční charakteristiky, respektive výpočtu tažné síly, znám-li výkon s tím rozdílem, že počítám brzdnou sílu F_B [kN] s pomocí brzdného výkonu P_B [kW] a rychlosti vozidla v [km/h]. Jelikož brzdím motory, které slouží také k trakci, jak brzdný, tak trakční výkon budou podobné. Podobné z toho důvodu, že brzdný výkon může být stejný jako výkon trakční $P_B = P_t$, ale při brzdění si mohou dovolit motor přetížít, pokud počítám s tím, že vozidlo při zabrzdění zastaví a motor se tak bude moc chladit cizí ventilací. Brzdný výkon tedy volím: $P_B = 340$ kW.

4. Rychlostní omezení – Stanovené na 120 km/h

Brzdová char. EDB na obvodu kol



Graf 5 - Brzdová charakteristika

3.4.4 Tachogram

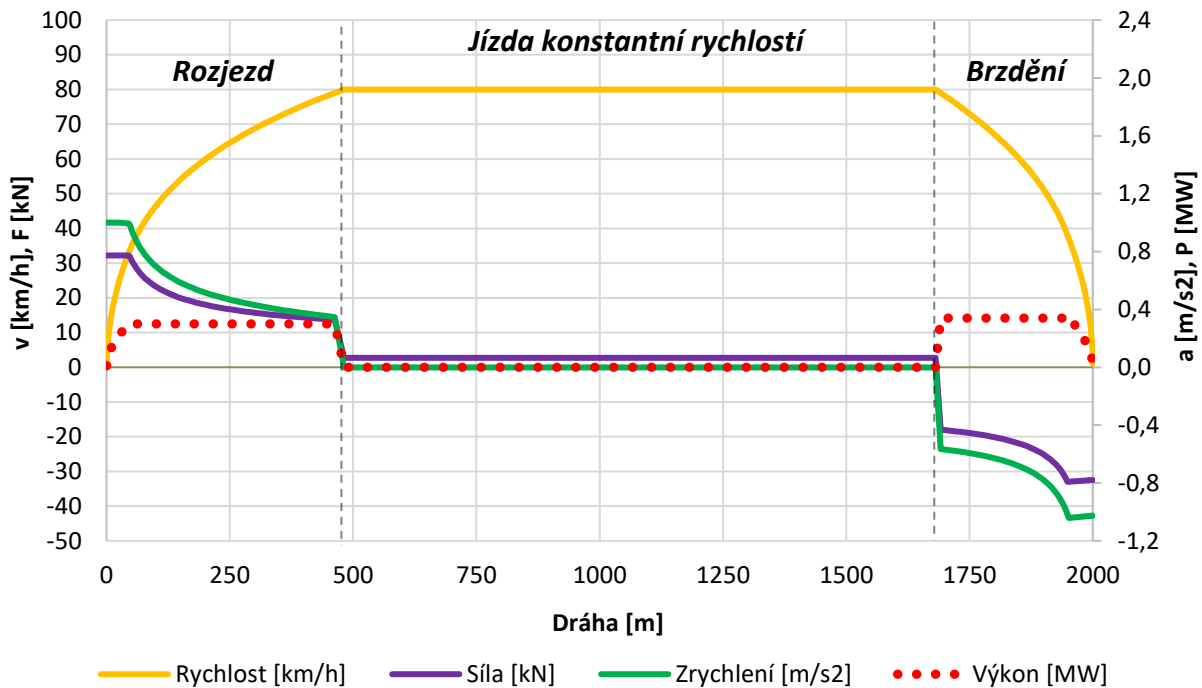
Další částí do trakční mechaniky je výpočet tachogramu. Tachogram představuje znázornění závislosti rychlosti vozidel na nezávislém parametru. Tímto nezávislým parametrem pak může být například čas nebo dráha. Dráhový tachogram bude tedy závislost rychlosti na ujeté vzdálenosti. Pro výpočet dráhového tachogramu jsem si vybral reálnou regionální trať v plzeňském kraji Rokycany – Příkosice, kde jezdí motorový vůz dle následujícího jízdního řádu (Obrázek 40).

km	SŽDC, státní organizace / ČD, a.s.	Vlak
Ze stanice		
0	Rokycany ♿ 170 ↔042	
1	Rokycany předměstí ↔042	
3	Kamenný Újezd u Rokycan ↔042	
5	Nová Huť ↔042	
6	Hrádek u Rokycan ↔042,043	
8	Mirošov ↔043	
9	Mirošov město ↔043	
11	Příkosice zastávka ↔043	
13	Příkosice ↔043	○

Obrázek 40 - Jízdní řád [43]

Tuto trať z Rokycan do Příkosic a zpět zvládne ujet motorový vůz za den přibližně **13krát**. Vzdálenost zastávek, kterých je na trati **9**, je průměrně **2 km**, což činí **16** cyklů za jednu zpáteční cestu, při které vlak urazí přibližně (při uvažování stále vzdálenosti mezi zastávkami **2 km**) **32 km**. Při výpočtu dráhového tachogramu budu pracovat tedy s dráhou **2 km** na cyklus, kde cyklus znamená jízda od jedné zastávky ke druhé, která zahrnuje rozjezd vozu, jízdu a zabrzdění do zastávky. Parametr jízdy si pro výpočet zjednoduším a to tak, že budu uvažovat jízdu ustálenou rychlostí **80 km/h** při **0 ‰** sklonu při celém cyklu. Do grafu dráhového tachogramu mohu znázornit i další veličiny v závislosti na ujeté dráze a získat tak představu, jakou hodnotu tyto veličiny nabývají při různých režimech jízdy. Těmito veličinami budou tažná síla na obvodu kol F_t [kN], zrychlení a_v [m/s²] a výkon P [kW].

Tachogram



Graf 6 - Tachogram

Díky grafu 6 mohu vyčíst několik informací o chování vozidla v průběhu jízdy zvoleným cyklem a předem danými podmínkami. Zelená křivka značí zrychlení, respektive zpomalení, které působí i na cestující a mělo by mít rozumnou hodnotu, aby nedošlo k poranění cestujících. Hodnota $a_{max} = 1 \text{ m/s}^2$ je tedy maximální zrychlení, zpomalení, které vozidlo může vyvinout. Zohledňující jak zmíněné bezpečnostní požadavky, tak také maximální moment motorů. Při zrychlení zvětšuje vozidlo svoji rychlost, v oblasti konstantní rychlosti vozidla je proto hodnota zrychlení nulová. Naopak hodnota tažné síly, fialová křivka, není nulová, neboť musí překonávat odpor působící na vozidlo v průběhu jízdy (viz graf 4). Plocha pod fialovou křivkou, kterou jsem mohl sestavit díky trakční a brzdivé charakteristice je poté práce, kterou vozidlo vykonává. Jelikož díky tachogramu znám sílu, kterou vozidlo působí v kterékoli části cyklu, dílčí jednotlivé práce si mohu vypočítat podle jednoduchého vztahu (viz vztah 3.19).

$$A_p = F_t \cdot s \text{ [J]} \quad (3.19.)$$

A_p je dílčí práce vozu v joulech [J], F_t [kN] je tažná síla a s je ujetá dráha v [m]. Suma těchto prací poté dává celkovou práci, kterou vozidlo musí vykonat při jízdě celým cyklem. Ve vztahu 3.19 záměrně počítám jen s tažnou silou, neboť je to síla, kterou musím vyvinout trakčním motorem a k tomu potřebuju dodat energii, která se rovná právě vykonané práci. Stejně jako součtem všech dílčích prací dostanu celkovou práci díky integrálu (viz vztah 3.20).

$$A_p = \int_L F_t \cdot ds \text{ [J]} \quad (3.20.)$$

V případě brzdění energii díky EDB produkuje a mám, jak již bylo zmíněno u brzdové charakteristiky, dvě možnosti. Buďto získanou energii mařit na teplo v odporńicích, nebo ji rekuperovat. Získanou energii se tedy budu snažit rekuperovat a to do baterií. Vztah pro získanou díleí práci, respektive energii je následující:

$$A_B = F_B \cdot s \text{ [J]} \quad (3.21.)$$

A_B je díleí brzdná práce [J], F_B [kN] je brzdná síla a s je ujetá dráha v [m]. Celkovou brzdnou práci poté mohou získat jako sumu díleích práci, nebo integrálem (viz vztah 3.22).

$$A_B \int_L F_B \cdot ds \text{ [J]} \quad (3.22.)$$

Vypočtenou práci v předchozích vztazích mám v jednotkách joule [J]. V případě že tyto jednotky budu chtít převést na [kWh], využiju následného přepočtu:

$$J \rightarrow kWh = J \cdot 2,778 \cdot 10^{-7} = kWh \quad (3.23.)$$

3.4.5 Účinnost rekuperace

Nyní znám energii, kterou potřebuji na jeden cyklus motoru dodat, a energii, kterou mohou rekuperovat. Do baterií se ovšem nedostane celková hodnota této energie, neboť její přenos z dvojkolí do baterií není 100 % a musím počítat s účinností přenosu. To samé bude platit i pro přenos z baterií na dvojkolí. Při zbežném odhadu mohou říct, že rekuperace je v obou směrech stejná a její hodnota bude $\eta_{\uparrow} = \eta_{\downarrow} = 0,8$, kde šipky nahoru značí směr od dvojkolí do baterií a šipka dolů s baterií na dvojkolí. Celková účinnost rekuperace, kde tedy uvažují energie dodanou do baterií a její následnou spotřebu v trakčním motoru, bude:

$$\eta_{rek} = \eta_{\downarrow} \cdot \eta_{\uparrow} = 0,8 \cdot 0,8 = 0,64 \quad (3.24.)$$

3.4.6 Celková práce cyklu

Celkovou energetická náročnost jednoho cyklu, s využitím rekuperace, stanoveného v grafu 6. je vypočtena pomocí vztahu 3.25.

$$A = \int_L F_t \cdot ds - \eta_{rek} \cdot \int_L F_B \cdot ds = A_P - \eta_{rek} \cdot A_B \text{ [kWh]} \quad (3.25.)$$

V následující tabulce budou zobrazeny hodnoty energie pro daný cyklus a počty jízd.

[kWh]	1 cyklus	1 jízda (zpáteční)	celý den
A_P	3,45	55,25	718,26
A_B	2,15	34,41	447,31
$A_{B(rek)}$	1,38	22,02	286,28
A	2,08	33,23	431,98

Tabulka 12 - Energetická bilance

Hodnota $A_{B(rek)}$ je vynásobena o hodnotu účinnosti rekuperace η_{rek} spočítanou ve vztahu 3.24. Ze zjednodušeného cyklu jízdy (Obrázek 39) popsaného grafem 6 je zřejmé, že při normálně loženém vozu a hmotnosti tedy **27,5 tun** je spotřebovaná energie na jeden cyklus $A_{cyklus} = 2,08 kWh$ dále pak na celý den $A_{den} = 431,98 kWh$ (viz tabulka 12).

Z rozvahy o hmotnostní bilanci, kde mi pro splnění nápravového zatížení při plně loženém vozu zbývá hmotnost **2600 kg**, kterou mohu využít pro baterie a při parametrech zvolených baterií (tabulka 13), dostanu počet baterií, které mohu využít pro ukládání a využívání energie pro vozidlo.

Počet	Hmotnost [kg]	Energie [kWh]	Kapacita [Ah]	Nominální napětí [V]
1	75	11,4	130	87,8
34	2550	387,6	4420	87,8

Tabulka 13 - Parametry baterií⁶

Celkovou energii **34** baterií nespotřebuji pouze na pohon vozidla, ale budu z ní napájet i pomocné pohony. S určitým odhadem mohu říci, že energie potřebná na provoz těchto pohonů i se započítanou účinností bude **20 %** z celkové hodnoty energie baterií. Dále musím uvažovat, že nevyužiji celou dostupnou hodnotu určenou pro trakci, neboť baterii nebudu zcela vybijet z důvodu zvýšení její životnosti. Hodnota minimální uložené energie v bateriích nepřesáhne **20 %**. Celkově mi pro trakci zbývá **60 %** energie baterií (viz vztah 3.26).

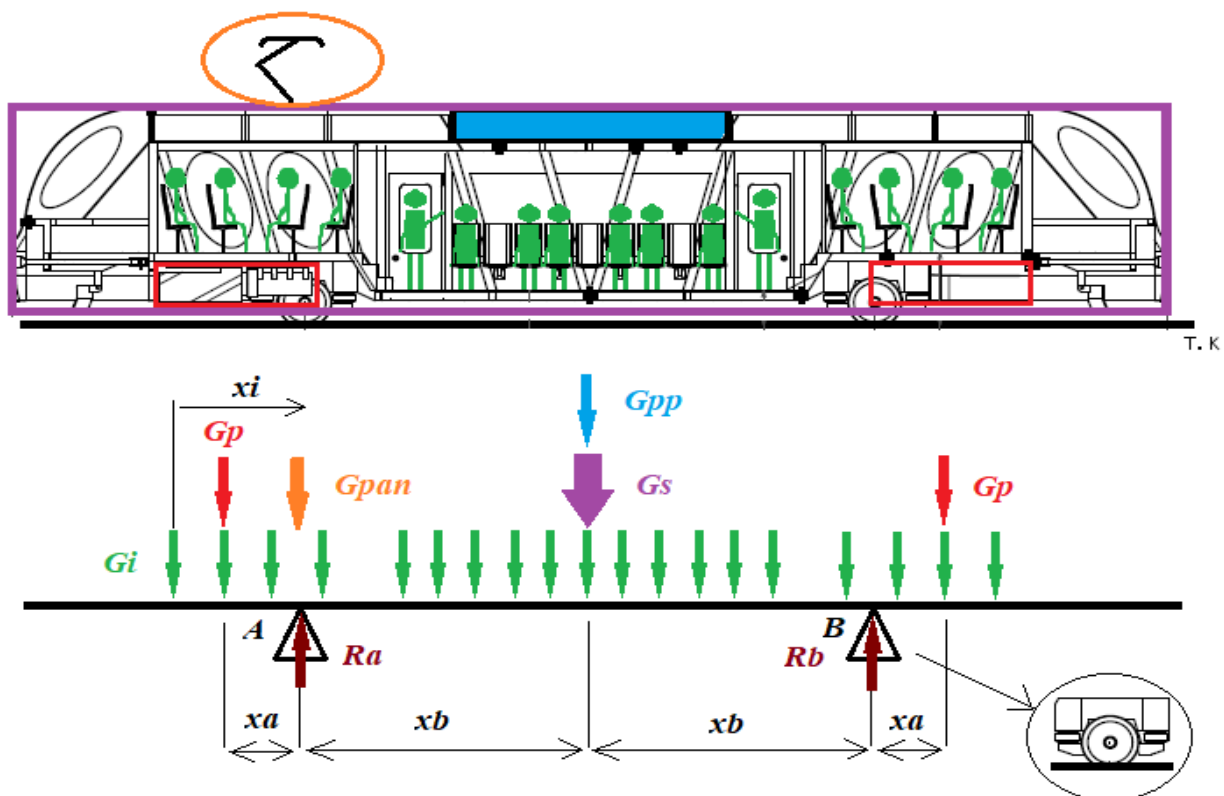
$$E_{bat(trak)} = 387,6 \cdot 0,6 = 232,56 [kWh] \quad (3.26.)$$

Zde docházím k závěru, že takto navržený vůz ujede čistě na elektrický pohon **112** navržených cyklů (viz graf 6) což odpovídá **53,8 %** z denního požadavku na přepravu o délce **224 km**. Vzhledem k uvažovanému konstantnímu cyklu, kde je jednotná ustálená rychlost vozidla, konstantní jízdní odpory a další zjednodušené parametry můžu předpokládat, že tyto hodnoty budou při reálném provozu nižší. Nicméně výpočtem jsem si dokázal udělat představu o využití baterií pro kolejová vozidla. Nejvíc jsem limitován hmotností vozidla, a maximálním nápravovým zatížením. Pokud by nápravové zatížení bylo limitováno na **17 tun** místo daných **15 tun**, mohl bych se v rámci mého navrženého cyklu dostat na vyšší % využití baterií pro trakci na celý denní provoz. Pokud nastavený trend zvyšování kapacit bateriových modulů a zároveň snižování jejich hmotností bude nadále setrvávat, umožní to jak snížení hmotnosti pohonu, a tím celého vozu, tak zvýšení kapacit baterií, díky kterým může vůz na jedno nabití ujet delší vzdálenost.

⁶ Podrobnější pohled na výběr baterie je uveden v kapitole 5.1.2

3.5 Velikost nápravových a kolových sil

Pro velikost nápravových a kolových sil potřebuji vědět hmotnosti vozidla. Čím přesnější údaje o vozidle mám, tím přesněji tyto síly mohu spočítat. Při konstrukci vozidla se snažím, aby byla hmotnost vozidla rovnoměrně rozmístěna po celé délce vozu a tím docílit stejného nápravové zatížení na obou dvojkolích. Ve skutečném provozu tomu vždy tak není, vůz se nikdy nepodaří vyrobit **100 %** symetrický, co se týče hmotnostních parametrů. Cestující se ne vždy rovnoměrně ve vozidle rozestoupí, proto z těchto důvodů uvažuji, že se nápravové zatížení předního podvozku $2Q_p$ a zadního podvozku $2Q_z$ se nesmí lišit o více jak $\Delta 2Q \leq 10 \%$.



Obrázek 41 - Schéma tíhového zatížení vozu

V případě mého výpočtu, jsou uvažované hmotnosti stanovené v kapitole 3.3. hmotnostní bilance. Při výpočtu nápravových a kolových sil budu předpokládat symetrické rozložení hmotnosti skříně vozu, do které započítávám vše z tabulky 7 kromě pantografu, pomocných pohonů a sedaček, které nebudou symetricky rozloženy. Hmotnost skříně bude tedy $m_s = 8840 \text{ kg}$. Další uvažovanou samostatnou hmotností bude již zmiňovaný pantograf $m_{pan} = 150 \text{ kg}$, pomocné pohony $m_{pp} = 500 \text{ kg}$ a sedačky, které připočtu k užitečné hmotnosti. Užitečná hmotnost je náklad, v mém případě jsou to cestující. Vůz nemá symetrické rozložení volného místa a sedaček, proto při předpokládaném rovnoměrném rozložení cestujících, při plně loženém voze, mohu hmotnosti cestujících rozdělit do úseků, které budou mít různé hmotnosti $m_i \text{ [kg]}$. V poslední řadě je to pohon a pojezd. Pohon (viz tabulka 9) má hmotnost $m_p = 2593 \text{ kg}$ a je na voze umístěn dvakrát.

Rozmístění hmotností ve voze je schematicky nakresleno v Obrázku 41. Tyto hmotnosti převedu na tíhovou sílu G [N] vztahem 3.27 a vypočtené tíhové síly a jejich vzdálenosti od podpor napíšu do tabulky 14.

$$G_i = m_i \cdot g \text{ [N]} \quad (3.27.)$$

Vůz si poté mohu zjednodušit (viz Obrázek 41) jako nosník na dvou podporách, tyto podpory jsou na skutečném schématu dvojkolí a výsledkem řešení budou reakce R_a a R_b vzniklé od zátěžných sil působících na podpory A a B tedy zadní a přední podvozek.

Podle Obrázku 41 poté spočítám momentovou (vztah 3.28) a silovou (vztah 3.29) rovnováhu pro mé rozložení sil a tím získat reakce v podporách. Momentová rovnice bude tvořena k zadnímu podvozku B (reakce R_b).

$$-\sum_{i=1}^{16} G_i \cdot x_i + \sum_{i=17}^{19} G_i \cdot x_i - G_p \cdot (2x_b + x_a) - G_{pan} \cdot 2x_b - G_{pp} \cdot x_b - G_s \cdot x_b + G_p \cdot x_a + R_a \cdot 2x_b = 0 \quad (3.28.)$$

$$-R_a - R_b + \sum G_i + G_{pan} + 2G_p + G_{pp} + G_s = 0 \quad (3.29.)$$

i	G_i [N]	$x_i \rightarrow A_z$ [mm]	i	G_i [N]	$x_i \rightarrow A_z$ [mm]
1	5 494	11 125	13	4 905	2 752
2	5 494	10 295	14	5 886	2 218
3	5 494	9 115	15	6 278	1 453
4	5 494	8 285	16	5 494	415
5	6 278	7 247	17	5 494	415
6	5 886	6 482	18	5 494	1 595
7	4 905	5 948	19	5 494	2 425
8	6 082	5 414	pan	1 475	($2x_b$) 9 300
9	6 082	4 884	pp	4 905	(x_b) 4 650
10	4 120	4 350	s	86 720	(x_b) 4 650
11	6 082	3 816	p	25 437	($2x_b+x_a$) 10 895
12	6 082	3 286	pod	22 072	-

Tabulka 14 - Tíhové síly a souřadnice

Ze vztahu 3.28 poté vyjádřím neznámou reakci R_a a dosadím příslušné hodnoty z tabulky 14. Reakce $R_a = 120,1 \text{ kN}$. Tuto reakce spolu s tíhovými silami z tabulky 14. poté dosadím do vztahu 3.29 a vyjádřím si druhou neznámou $R_b = 125,5 \text{ kN}$. Nyní znám obě reakce v podporách a k získání nápravových sil $2Q_p$ a $2Q_z$ potřebuji pouze reakce od tíhy podvozků G_{pod} , čehož dosáhnu jednoduše (viz Obrázek 42 a vztah 3.30), jejich součtem.

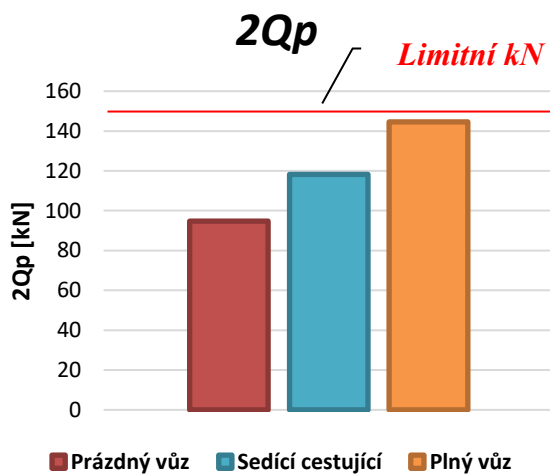


Obrázek 42 - Schéma řešení nápravového zatížení

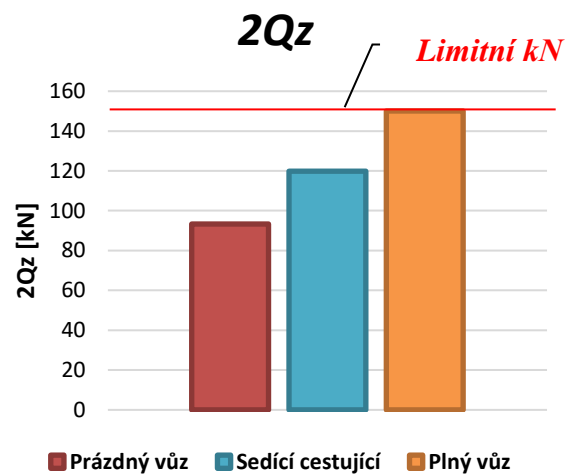
$$2Q_x = R_x + G_{pod} \quad (3.30.)$$

Výsledek je tedy následující, přední podvozek je zatížen silou $2Q_p = 144,6 \text{ kN}$ a zadní podvozek silou $2Q_z = 150 \text{ kN}$. Tyto síly jsou sledovány z důvodu sil působící na kolej, která se příliš velkým nápravovým zatížením deformuje. Pro mé zadání je toto nápravové zatížení limitováno na hodnotu $2Q_{max} \leq 150 \text{ kN}$. Jak přední, tak zadní podvozek tuto podmínku splňují. Jak již bylo psáno v začátku této kapitoly, tyto nápravové síly se dále nesmí lišit více jak $\Delta 2Q \leq 10 \%$. I v tomto případě dle nastavených parametrů vůz vyhovuje, neboť rozdíl mezi předním a zadním nápravovým zatížením je $\Delta 2Q = 3,6\%$.

Následující grafy zobrazují nápravové zatížení při různých stavech ložení vozidla. Graf 7 odpovídá přednímu podvozku, kde se hodnota nápravového zatížení pohybuje v rozmezí $2Q_p = 94,8 \div 144,6 \text{ kN}$ a graf 8 pro nápravové zatížení zadního podvozku, kde se tato hodnota pohybuje v tomto rozmezí $2Q_z = 93,8 \div 150 \text{ kN}$.



Graf 7 - Nápravové zatížení předního podvozku

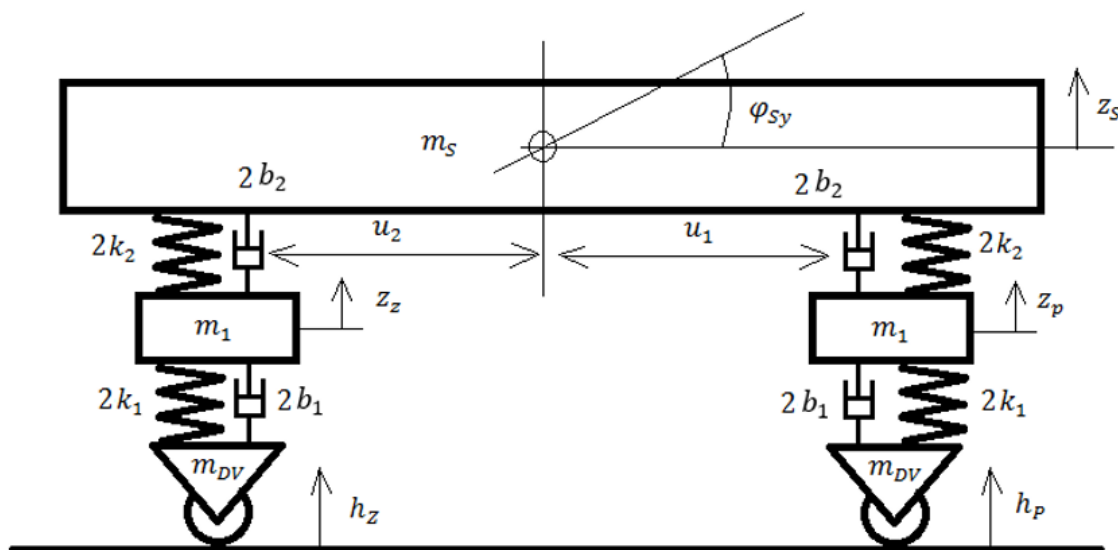


Graf 8 - Nápravové zatížení zadního podvozku

3.6 Vypružení

Vypružením kolejového autobusu jsem se již zabýval v bakalářské práci, nicméně rozměrově a hmotnostně s jiným vozem. Použiju tedy stejný postup pro výpočet vlastních frekvencí vozu, jako tomu bylo v bakalářské práci. Ovšem pro mé parametry navrhovaného kolejového elektrobuse a přidám tlumení.

Při výpočtu vlastních tlumených frekvencí vycházím z tohoto zjednodušeného rovinného modelu kolejového elektrobuse (Obrázek 43) Uvažovaný model vozidla bude vykazovat 4° volnosti, kde z_s je houpání skříně a z_p, z_z jako houpání předního a zadního podvozku. Dále φ_{sy} jako úhlový pohyb, tj. kývání skříně.



m_s = hmotnost skříně (druhotně odpružené hmoty), m_1 = hmotnost rámu podvozku (prvotně odpružené hmoty) m_{DV} = hmotnost dvojkolí (neodpružené hmoty), φ_{sy} = kývání skříně, k_1 = tuhost primárního vypružení, k_2 = tuhost sekundárního vypružení, u_x = vzdálenost středu pružin od těžiště skříně, z_x = svislé pohyby částí, h_x = nerovnosti koleje, b_1 tlumení primárního vypružení, b_2 tlumení sekundárního vypružení

Obrázek 43 - Rovinný model

Po sestavení pohybových rovnic pomocí metody uvolňování⁷ a zanedbání budících sil vypadají vlastní pohybové rovnice následovně (vztah 3.31).

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{Y}} + \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{Y}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{Y} = \mathbf{0} \quad (3.31.)$$

⁷ Postup při uvolňování a tvoření vlastních pohybových rovnic částí vozu je popsán v bakalářské práci.

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{Sy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{ram} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{ram} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{\varphi}_{Sy} \\ \ddot{z}_z \\ \ddot{z}_p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 4b_2 & 4b_2 \cdot (u_1 - u_2) & -2b_2 & -2b_2 \\ 4b_2 \cdot (u_1 - u_2) & 4b_2 \cdot (u_1^2 + u_2^2) & 2b_2 \cdot u_2 & -2b_2 \cdot u_1 \\ -2b_2 & 2b_2 \cdot u_2 & 2b_1 & 0 \\ -2b_2 & -2b_2 \cdot u_1 & 0 & 2b_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_s \\ \varphi_{Sy} \\ z_z \\ z_p \end{bmatrix} \\
 + \begin{bmatrix} 4k_2 & 4k_2 \cdot (u_1 - u_2) & -2k_2 & -2k_2 \\ 4k_2 \cdot (u_1 - u_2) & 4k_2 \cdot (u_1^2 + u_2^2) & 2k_2 \cdot u_2 & -2k_2 \cdot u_1 \\ -2k_2 & 2k_2 \cdot u_2 & 2k_1 & 0 \\ -2k_2 & -2k_2 \cdot u_1 & 0 & 2k_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_s \\ \varphi_{Sy} \\ z_z \\ z_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Pro výpočet vlastních frekvencí si nyní potřebuju zjistit proměnné napsané v maticích \mathbf{M} (matice hmotnosti), \mathbf{B} (matice tlumení) a \mathbf{K} (matice tuhostí). Některé již vím, například hmotnosti jednotlivých částí jsou popsány v kapitole 3.3. Rozvor podvozku vím díky typovému výkresu (Obrázek 36). Zbývá mi tedy výpočet momentu setrvačnosti skříně, hodnoty tlumení a tuhosti.

3.6.1 Výpočet tuhosti pružin

Tuhost vypružení je důležitým parametrem pro splnění stanovené výšky nárazníků, bezpečnosti provozu a komfortu jízdy, neboť je spjatá s vlastní frekvencí houpání skříně.

U podvozkových vozidel s dvoustupňovým vypružením je $k_{v_{min}}$ [N/mm] minimální požadovanou výslednou tuhostí navrhovaného svislého vypružení, a tedy skutečná tuhost celkového navrhované vypružení k_v [N/mm] musí splňovat následující podmínku

$$k_{v_{min}} \leq k_v = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad (3.32.)$$

Kde k_1 a k_2 jsou tuhosti všech pružin v primárním a sekundárním vypružení. Minimální požadovanou tuhost dostanu pomocí vztahu 3.31.

$$k_{v_{min}} = \frac{G_u}{z_u} = \frac{m_{cest\ max} \cdot g}{70} = \frac{9\ 840 \cdot 9,81}{70} = 1379\ N/mm \quad (3.33.)$$

V němž G_u je maximální přípustná tíha, tedy maximální hmotnost cestujících. z_u je užitečné sednutí ve svislém směru, definované podle typu vozu a vypružení.

Pro optimální rozdělení tuhostí do primárního a sekundárního stupně vypružení použiji následující vztah:

$$\left(\frac{k_1}{k_2}\right) = 2 + \mu_{stř} \quad (3.34.)$$

Kde $\mu_{stř}$ je poměr prvotně odpružené hmoty, tedy rámu podvozku m_{ram} a druhotně odpružených hmot m_s , tedy skříně. Jelikož pracuji s elektrickým kolejovým autobusem, kde se poměr $\mu_{stř}$ bude měnit podle toho, zda bude motorový vůz prázdný nebo plně naložený, bude hodnota $\mu_{stř}$ vypadat následovně:

$$\mu_{stř} = \frac{2 \cdot m_{ram}}{m_s lož + m_s pv} = \frac{2 \cdot 1\,000 \cdot 2}{25\,516 + 15\,676} = 0,097 \quad (3.35.)$$

S pomocí vztahu 3.33. a 3.35. lze vyjádřit vztah pro výsledné tuhosti primárního a sekundárního vypružení:

$$k_1 = (3 + \mu_{stř}) \cdot k_{V_{min}} = (3 + 0,097) \cdot 1379 = 4\,271 \text{ N/mm} \quad (3.36.)$$

$$k_2 = \frac{(3 + \mu_{stř}) \cdot k_{V_{min}}}{(2 + \mu_{stř})} = \frac{(3 + 0,097) \cdot 1379}{(2 + 0,097)} = 2\,037 \text{ N/mm} \quad (3.37.)$$

Tato výsledná tuhost odpovídá tuhosti součtu všech pružin primárního (pro k_1) a sekundárního (pro k_2) vypružení. Je proto potřeba, pokud chci získat tuhost odpovídající jedné pružině, tyto hodnoty vydělit příslušným počtem pružin.

Výsledné tuhosti jedné pružiny:

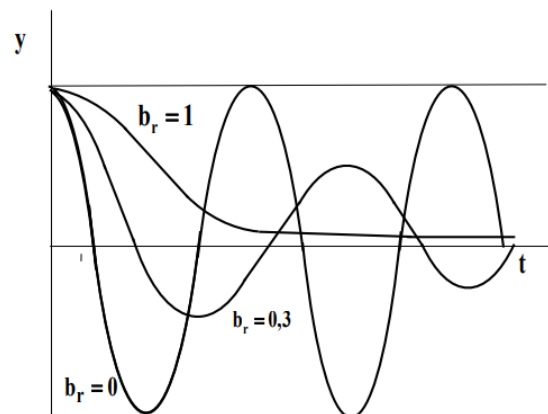
$$k_{1.1} = \frac{k_1}{n_1} = \frac{4\,267}{4} = 1068 \text{ [N/mm]} \quad (3.38.)$$

$$k_{2.1} = \frac{k_2}{n_2} = \frac{2\,037}{4} = 509 \text{ [N/mm]} \quad (3.39.)$$

V případě primárního vypružení uvažují dvě pružiny na jednom podvozku, počet všech pružin v primárním vypružení je $n_1 = 4$. V případě sekundárního vypružení to budou také dvě vzduchové pružiny na každém podvozku, počet sekundárních pružin na voze bude $n_2 = 4$.

3.6.2 Tlumení

Jak již slovo tlumení napovídá, jedná se o snižování neboli potlačování výchylek kmitů působících na vozidlo z důvodu příčných nebo svislých nerovností. Jelikož některé pružící prvky nemají dostatečnou funkci tlumení, musí se k nim ještě přidat tlumič kmitů, v mém případě svislých kmitů, neboť uvažují výchylku ve svislém směru, který zajistí, aby amplituda výchylek kmitů byla utlumena, snížena.



Obrázek 44 - Hodnoty poměrného útlumu

Hodnotu tlumení, tedy hledaný parametr pro pohybové rovnice vztah 3.31, dostanu následovně. Nejprve si spočítám hodnotu kritického tlumení, což je hodnota, kdy tlumič nedovolí překmitnutí amplitudy do záporných hodnot a ihned se po vybuzení ustálí. Tento průběh je vidět na Obrázku 44 kde na ose y je výchylka a osa x zohledňuje čas. Hodnota kritického tlumení $b_r = 1$ je tedy ta, kdy při vychýlení z počáteční hodnoty výchylky je následující časový průběh výchylky nekmitavý, tedy výchylka nepřekmitne do opačných hodnot, než byla v počátečním stavu při vychýlení. b_r je poměrný útlum. V případě primárních tlumičů bude vztah pro výpočet hodnoty kritického tlumení a poměrného útlumu následující:

$$b_{r1} = \frac{b_{krit1}}{2 \cdot \sqrt{m_{ram} \cdot k_{v1}}} \Rightarrow \quad (3.40.)$$

$$b_{krit1} = b_{r1} \cdot 2 \cdot \sqrt{2 \cdot m_{ram} \cdot k_{v1}}$$

Při výpočtu kritického tlumení $b_{krit1} [Ns/m]$ v primárním vypružení uvažují hmotnost rámu podvozku $m_{ram} = 1\,000\,kg$. Tuhost $k_{v1} [N/mm]$ je dána součtem tuhostí primárního a sekundárního vypružení.

$$k_{v1} = k_1 + k_2 = 4271 + 2037 = 6308\,N/mm \quad (3.41.)$$

Kritické tlumení v případě dosazení těchto parametrů do vztahu 3.42 a převodem jednotek mm na m nabývá hodnoty:

$$b_{krit1} = 1 \cdot 2 \cdot \sqrt{2 \cdot 1\,000 \cdot 6308 \cdot 1\,000} = 224\,633\,Ns/m \quad (3.42.)$$

V případě, že znám hodnotu kritického tlumení, můžu za hodnotu poměrného útlumu dosadit poměr, a to $b_r = 0,3$, kdy vím, že se hodnota tlumení bude při tomto zvoleném poměru chovat přibližně, jako je tomu na Obrázku 44. Dostanu se do hodnot pod bod kritického tlumení, kdy výchylka bude moci překmitnout i do opačných hodnot. Po určitém časovém úseku se ale ustálí, což je pro kolejový elektrobus a komfort jízdy cestujících daleko vhodnější, neboť nebudou hmoty dosahovat takového zpomalení, jaké by dosahovaly při kritické hodnotě tlumení, ale budou utlumeny. V případě, že bych poměr poměrného útlumu zvolil nula, $b_r = 0$, nedocházelo by k žádnému tlumení, (viz Obrázek 44). Hodnota tlumení pro svislý tlumič v primárním vypružení, pro uvažující poměrný útlum $b_{r1} = 0,3$, je následující:

$$b_{r1} = \frac{b_1}{2 \cdot \sqrt{2 \cdot m_{ram} \cdot k_{v1}}} = \frac{b_1}{b_{krit1}} \Rightarrow \quad (3.43.)$$

$$b_1 = b_{r1} \cdot b_{krit1} = 0,3 \cdot 224\,633 = 67\,390\,Ns/m$$

Toto tlumení odpovídá celému primárnímu vypružení. Pro hodnotu jednoho tlumiče tuto hodnotu vydělím počtem tlumičů v primárním vypružení $n_{t1} = 4$

$$b_{1.1} = \frac{b_1}{n_{t1}} = \frac{67\,390}{4} = 16\,847 \quad (3.44.)$$

Stejný postup bude i při výpočtu tlumení v sekundárním stupni vypružení, tlumená hmotnost zde bude už jen hmotnost normálně ložené skříně $m_{s\,2/3} [kg]$ a ta se skládá z následujících hmotností:

$$m_{s\,2/3} = m_s + m_{p(el)} + m_{cest\,2/3} = 10\,490 + 5\,186 + 7\,280 = 22\,956\,kg \quad (3.45.)$$

Dosazovaná tuhost $k_{v2} [N/mm]$ je dána stejným vztahem, jako je vztah 3.32:

$$k_{v2} = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} = \frac{4\,271 \cdot 2\,037}{4\,271 + 2\,037} = 1\,379\,N/mm \quad (3.46.)$$

Kritické tlumení pro sekundární stupeň v $[Ns/m]$:

$$b_{r2} = \frac{b_{krit2}}{2 \cdot \sqrt{m_s^{2/3} \cdot k_{v2}}} \Rightarrow b_{krit2} = b_{r2} \cdot 2 \cdot \sqrt{m_s^{2/3} \cdot k_{v2}} =$$

$$= 1 \cdot 2 \cdot \sqrt{22\,956 \cdot 1\,379 \cdot 1\,000} = 335\,820 \text{ Ns/m}$$
(3.47.)

Za poměrný útlum dosadím stejný poměr jako v primárním stupni $b_{r2} = 0,3$. Spolu s kritickým tlumením vypočteným ve vztahu 3.47 zjistím hodnotu tlumení pro svislý tlumič v sekundárním vypružení.

$$b_{r2} = \frac{b_2}{2 \cdot \sqrt{m_s^{2/3} \cdot k_{2.1}}} = \frac{b_2}{b_{krit2}} \Rightarrow$$
(3.48.)

$$b_2 = b_{r2} \cdot b_{krit2} = 0,3 \cdot 335\,820 = 106\,754 \text{ Ns/m}$$

Toto tlumení odpovídá celému primárnímu vypružení. Pro hodnotu jednoho tlumiče tuto hodnotu vydělím počtem tlumičů v primárním vypružení $n_{t1} = 4$

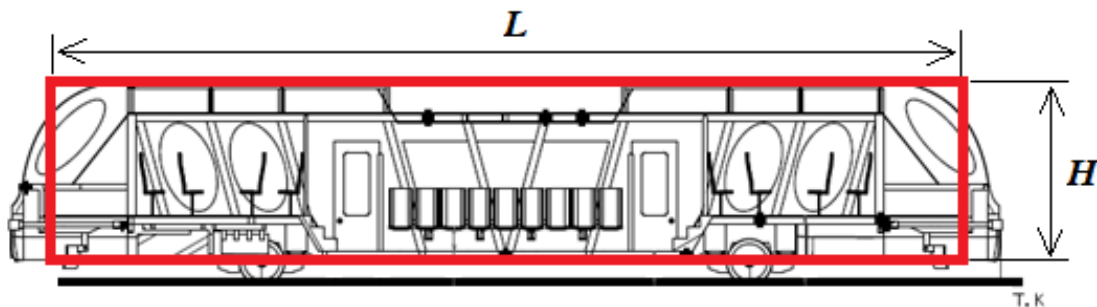
$$b_{2.1} = \frac{b_2}{n_{t2}} = \frac{106\,754}{4} = 26\,688$$
(3.49.)

3.6.3 Moment setrvačnosti skříně

V matici hmotností M figuruje kromě hmotnosti skříně vozidla a rámu podvozku také moment setrvačnosti skříně k příčné ose J_{sy} . Vztah vyjadřující tento moment setrvačnosti procházející těžištěm, které pro tento výpočet uvažuji uprostřed skříně, je následující:

$$J_{sy} = m_s \cdot r_s^2 = \frac{1}{12} \cdot m_s \cdot (L^2 + H^2) \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$
(3.50.)

Kde r_s je poloměr setrvačnosti skříně, m_s hmotnost skříně L je poté délka a H výška skříně, které uvažuji ze zjednodušených parametrů (viz Obrázek 45).



Obrázek 45 - Zjednodušené parametry skříně vozu

Hodnoty $L = 16,5 \text{ m}$ a $H = 3,37 \text{ m}$ spolu s hmotností skříně m_s v případě prázdného vozu $m_{s\,pv} = 15\,176 \text{ kg}$ dosadíme do vztahu 3.47 a získáme moment setrvačnosti skříně k příčné ose y pro prázdný vůz.

$$J_{sy\,pv} = \frac{1}{12} \cdot 15\,176 \cdot (16,5^2 + 3,37^2) = 370\,485 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$
(3.51.)

V případě plného vozu a tedy $m_{s\ lož} = 25\ 016\ kg$ bude moment setrvačnosti skříně následující:

$$J_{Sy\ lož} = \frac{1}{12} \cdot 25\ 516 \cdot (16,5^2 + 3,37^2) = 603\ 043\ kg \cdot m^2 \quad (3.52.)$$

3.6.4 Frekvence

Hodnoty tuhostí $k_{1,1}$, $k_{2,1}$ [N/m] vztah 3.38, 3.39. Tlumení $b_{1,1}$, $b_{2,1}$ [Ns/m] vztah 3.44, 3.49. Momentu setrvačnosti J_{Sy} [$kg \cdot m^2$] vztah 3.50 nebo 3.51 a hmotnosti m_{ram} [kg] a m_s [kg] viz kapitola 3.3. dosadím do maticového tvaru vztahu 3.31, ze kterého dostanu vlastní tlumené frekvence a poměrné útlumy modelu kolejového elektrobuse. Tyto výpočty provádím pomocí programu Matlab. V následující tabulce 15 jsou tedy již vypočtené parametry pro kolejový elektrobuse dle modelu na Obrázku 43. pro dvě krajní hodnoty zatížení vozu, prázdný vůz a plně ložený vůz.

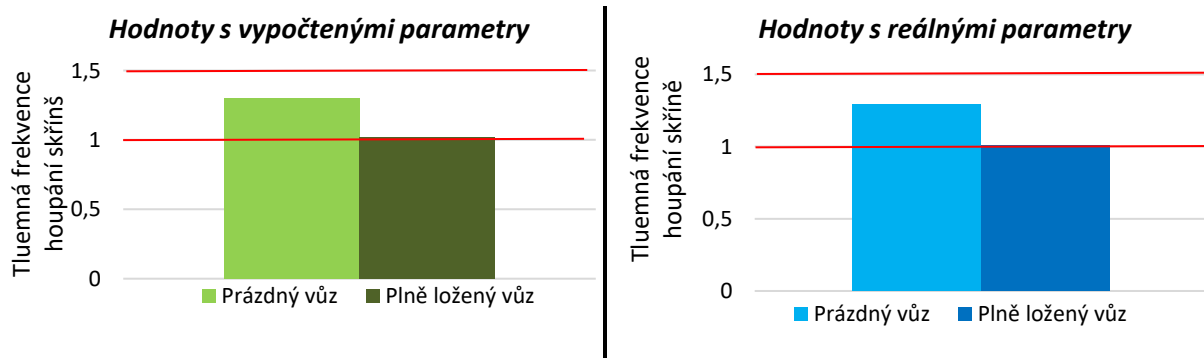
Prázdný vůz		Plně ložený vůz	
Frekvence	Poměrný útlum	Frekvence	Poměrný útlum
1,3	0,1	1,02	0,81
2,12	0,2	1,67	0,16
7,44	0,6	7,41	0,59
7,44	0,6	7,41	0,59

Tabulka 15 – Frekvence a poměrný útlum pro kolejový elektrobuse.

V tabulce 16 jsou pak uvedeny vlastní tlumené frekvence a poměrné útlumy pro stejný model (Obrázek 43), ale s hodnotami reálně zvolených pružin a tlumičů. Tyto pružiny a tlumiče a jejich hodnoty jsou popsány v kapitole 5.7.

Prázdný vůz		Plně ložený vůz	
Frekvence	Poměrný útlum	Frekvence	Poměrný útlum
1,29	0,17	1,01	0,14
2,01	0,33	1,57	0,26
7,34	0,9	7,35	0,89
7,35	0,9	7,36	0,89

Tabulka 16 - Frekvence a poměrný útlum pro kolejový elektrobuse



Graf 9 - Frekvence houpání skříně

Hodnoty houpání skříně by se v celém pásmu zatížení měly nacházet, v případě regionálního vozidla s kratší dobou pobytu cestujících, mezi $1 \div 1,5\ Hz$.

4. *Analýza možných koncepčních řešení*

4.1 *Nízkopodlažnost vozidla*

V rámci analýzy možných koncepčních řešení pojezdu, respektive podvozku a pohonu kolejového elektrobusu budu postupovat obdobně, jako tomu bylo v rešerši, a to po dílčích variantách, které se z rešerše nabízejí.

Před samotnou analýzou jsem došel k jednomu ze závěru ohledně nízkopodlažnosti vozidla. Vzhledem k dostupným technickým údajům a potřebám na regionálních tratích není nutná potřeba 100 % nízkopodlažnosti, jako je tomu například u tramvají, u kterých je tato schopnost vítána, ne-li vyžadována jak dopravcem, tak cestujícími. V případě regionálního vozidla je dostačující nízkopodlažnost pro kolejový elektrobus okolo 60 %, do této hodnoty se vejdou všechny požadované prostory nařizované normou, jako je místo pro vozičkáře, případně nízkobariérové WC. Toto řešení přinese výhodu i co se týče prostoru pro umístění baterií, které nemají zanedbatelnou hodnotu jak v případě své váhy, ale také rozměrů. Díky vyvýšené podlaze se mi naskytne prostor pro zástavbu bateriových modulů. Nicméně při návrhu modelu podvozku budu postupovat tak, aby případný model, bude-li to konstrukčně a rozměrově možné, umožňoval případnou 100 % nízkopodlažnost, nebo se daný volný prostor využil k výhodnějšímu umístění bateriového power packu.

Na Obrázku 46. je pak vidět jedna ze zastávek z vybrané tratě, podle které jsem navrhoval jízdní cyklus a na které by případně kolejový elektrobus mohl jezdit. Z obrázku lze vidět, že zastávka prošla rekonstrukcí a jsou zde již podle normy vybudované nástupiště s výškou **550 mm** nad T.K. To odpovídá nízkopodlažnosti pro výšku podlahy do **600 mm** v nízkopodlažní části vozidla.

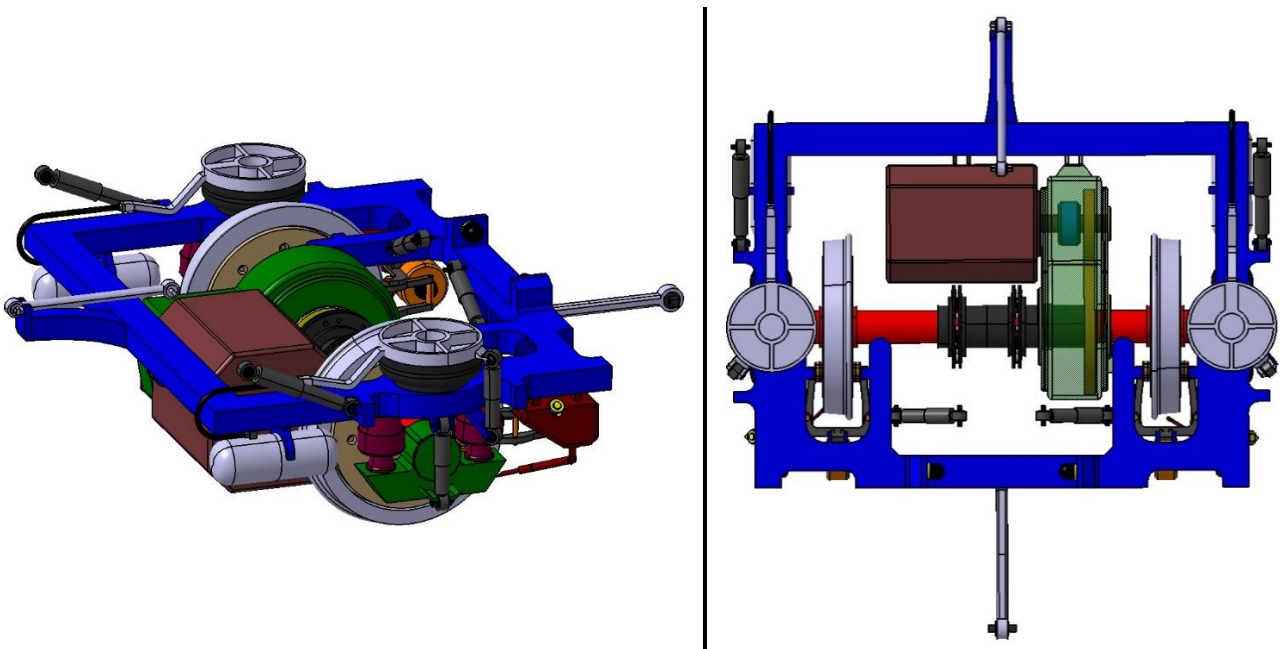


Obrázek 46 - Zastávka Kamenný Újezd u Rokycan

4.2 Příčný, plně odpružený pohon s dutou hřídelí

Z hlediska odkazu na rešerši se jedná o podvozek, který byl popsán v rešerši jako Varianta A (Obrázek 13,14 a 47).

Toto řešení je využíváno na jednotkách SA v Kodani. Motor i převodovka jsou plně odpruženy od dvojkolí, respektive motor je zavěšen na rámu podvozku, který je od dvojkolí odpružen pomocí primárního stupně vypružení. Převodovka je spojena s hřídelí dvojkolí přes dutý kloubový hřídel, který zajišťuje vypružení mezi těmito dvěma prvky podvozku, jsou tedy součástí plně odpružených hmot. Neodpruženou hmotou je tu tedy pouze dvojkolí. Toto řešení výrazně eliminuje dynamické účinky na pohon vozidla, které jsou způsobovány například nekvalitní tratí, která se na regionálních tratích často vyskytuje.

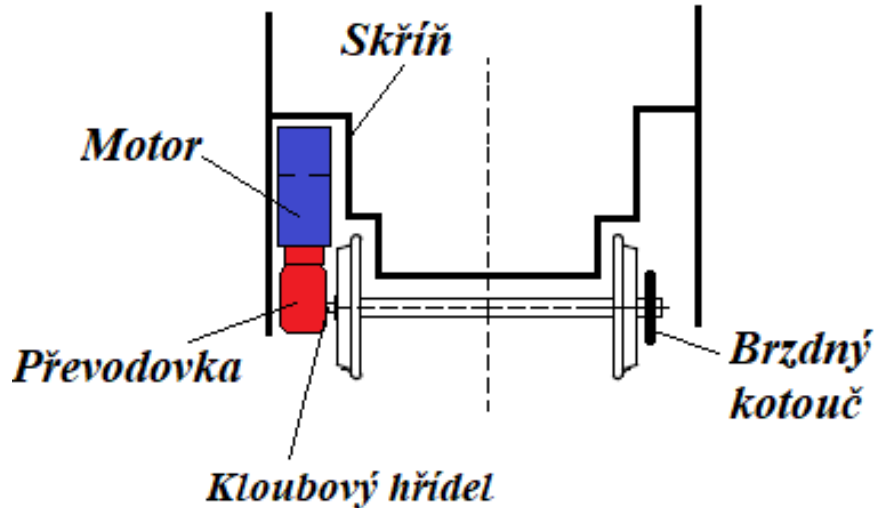


Obrázek 47 - Příčný, plně odpružený pohon s dutou hřídelí

V případě ekonomičtějšího řešení může být tento druh podvozku řešen jako částečně odpružený, kdy je převodovka velkým kolem uložena přímo na dvojkolí a s motorem je spojena pružnou spojkou. To ovšem vede k většímu poměru neodpružených hmot. Pro pohon by zde bylo využito asynchronního motoru, tyto motory pracují s velikými otáčkami, proto je zde umístěna jednostupňová převodovka. Jako výhodu zde vidím jednodušší zástavbu trakčního motoru do rámu podvozku, nicméně je umístěn na jedné straně, což vede k nevyváženosti celého podvozku. Vedle podvozku by pak na rámu vozu byly umístěny baterie. Toto řešení také neumožňuje další možnosti nízkopodlažnosti.

4.3 Svislé uložení pohonu

Dalším možným koncepčním řešením by bylo svislé uložení motoru spadající v řešerši do varianty B. Jednoduché schéma takového řešení můžeme vidět na Obrázku 48.



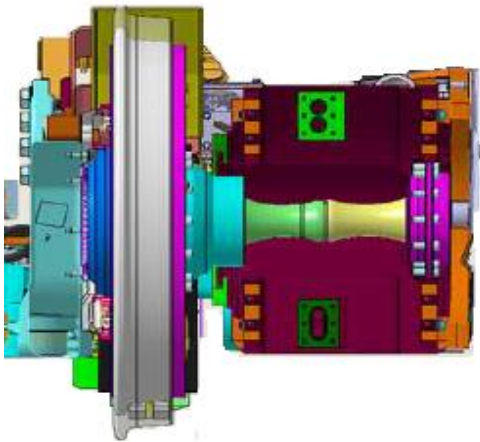
Obrázek 48 - Schéma svisle uloženého pohonu

Řešení by bylo následující. Trakční asynchronní motor by byl spolu s převodovkou uchycen k rámu vozu, respektive ke skříni. Moment na dvojkolí by byl přenášen přes kloubovou hřídel, tím by bylo zajištěno odpružení pohonu. Pohon by se nacházel na jedné straně dvojkolí, na druhé straně by poté byl brzdový kotouč s brzdovým ústrojím. Tato varianta by pomohla procentuálně zvýšit nízkopodlažnost vozidla, k zvýšení podlahy by poté v mém případě došlo z důvodu umístění baterií právě pod zvýšenou podlahu vozu. Jako další výhodu vidím dostupnost pohonu v případě oprav nebo kontrol. Jednoduchým odkrytím části bočnice se dostanu přímo k trakčnímu motoru a převodovce.

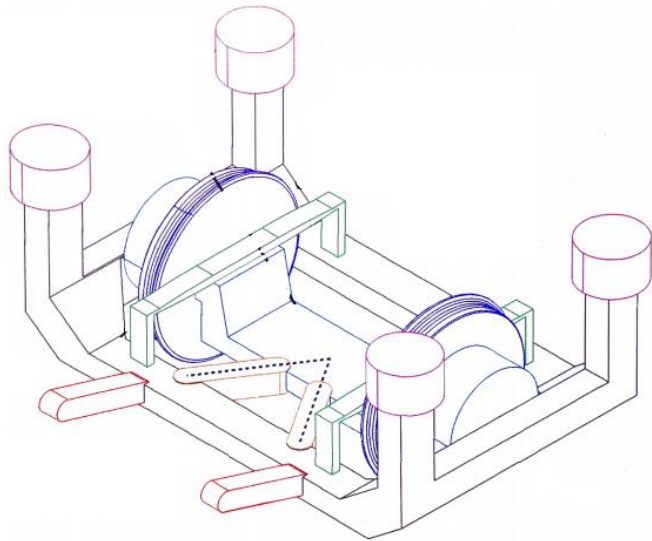
Jako nevýhodu bych viděl složitější zástavbu motoru. Požadavkem by byl motor, který by výkonově splňoval požadavky kolejového elektrobuse, a přitom zabral co nejméně prostoru, jelikož bude nežádoucí, aby prostor pro pohon zaplňoval větší část z prostoru pro cestující. Dále by bylo také potřeba zjistit, jaké síly budou působit od trakčního motoru na uložení ve skříni vozidla.

4.4 Pohon volně otočných kol

Poslední navrhovanou variantou je pohon volně otočných kol. Toto konstrukční řešení by v řešerši odpovídalo variantě C a přesněji z Obrázku 24 varianta e). Na čepech nápravnice jsou umístěny volně otočná kola, která jsou poháněna pomaloběžným synchronním motorem s permanentními magnety. Stator motoru by byl pevně umístěn na rámu podvozku a rotor by poté pomocí kloubové hřídele přenášel točivý moment na volně otočné kolo.



Obrázek 49 - Řez motorem 15T [24]



Obrázek 50 - Koncept jednonápravového podvozku s volně otočnými koly [30]

Pohon, v tomto případě pouze motor, je plně odpružený. Při použití pomaloběžného synchronního motoru s permanentními magnety zde není potřeba převodového ústrojí. Provoz bez převodovky je výhodný jak z hlediska snížení hmotnosti, menšího nároku na zástavbový prostor nebo zvýšení účinnosti díky vyloučení dílčí účinnosti převodovky. Další výhodou, která se týká synchronního motoru se permanentními magnety oproti asynchronnímu motoru je jeho menší hmotnost a rozměry. Má také o 1 až 2 % vyšší účinnost.

Nevýhodou tohoto motoru je jeho složitá konstrukce, z čehož plyne i vyšší cena. Volně otočná kola taky nevykazují sinusový pohyb jako klasické dvojkolí, jak už ale bylo zmíněno v rešerši se tohoto vlnivého pohybu dá docílit ovládním každého kola, respektive motoru, tak aby se požadovaný pohyb vytvořil.

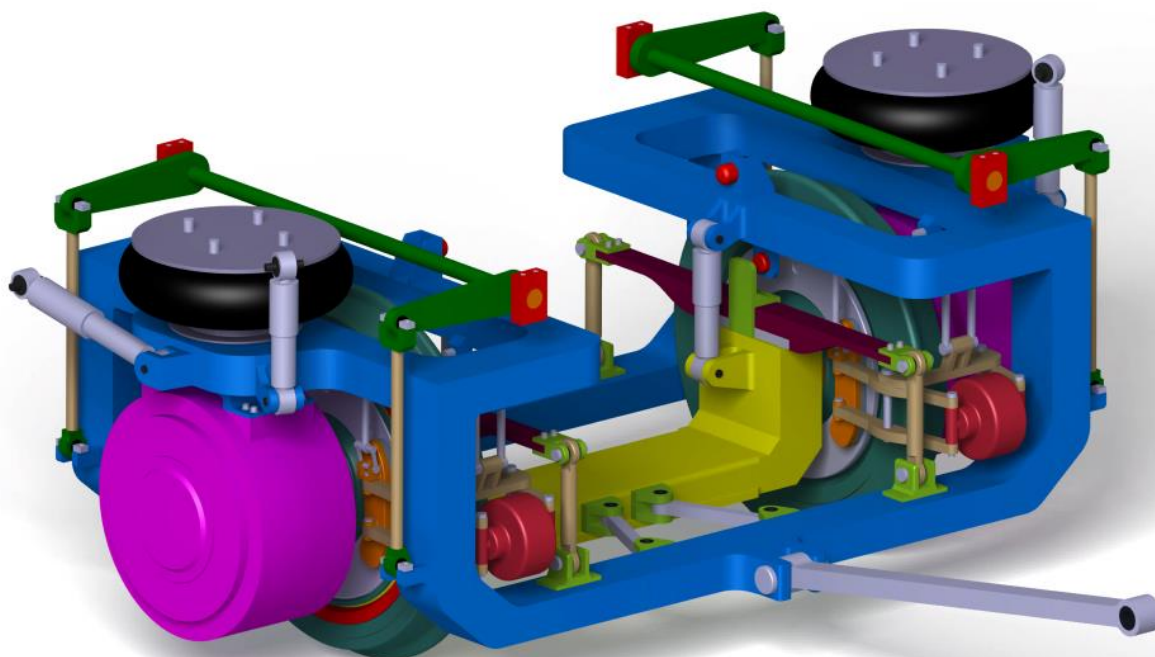
4.5 Vyhodnocení možných koncepčních řešení

Varianta příčně orientovaného, odpruženého pohonu se běžně využívá. Z technického hlediska by proto nebyla špatnou volbou pro pohon kolejového elektrobuse, nicméně již byla několikrát řešena a využita, proto z hlediska zajímavosti řešení mi tato varianta ze všech tří navrhovaných možností nejméně zajímavá. I v případně nízkopadložnosti tato konstrukce do budoucna nenabízí možné zvýšení procenta nízkopodlažnosti. Naopak další dvě zmiňované varianty už tuto možnost umožňují. Obě varianty jsou v podobném technickém provedení využívány na různých vozidlech kolejové dopravy. V případě svislého uložení pohonu je to kombinace podvozku Alstom Ixege (Obrázek 19) pro tramvaje Citadys a podvozku tramvaje ULF (Obrázek 29). Varianta volně otočných kol poté na tramvaji Škoda 15T ForCity. Mezi těmito dvěma variantami jsem se rozhodl pro pohon volně otočných kol pomocí synchronního motoru s permanentními magnety. I přes některé nevýhody, které i tento druh pohonu má, bylo důvodem zvolení tohoto řešení požadavek na zástavbový prostor, hmotnost a zajímavost řešení.

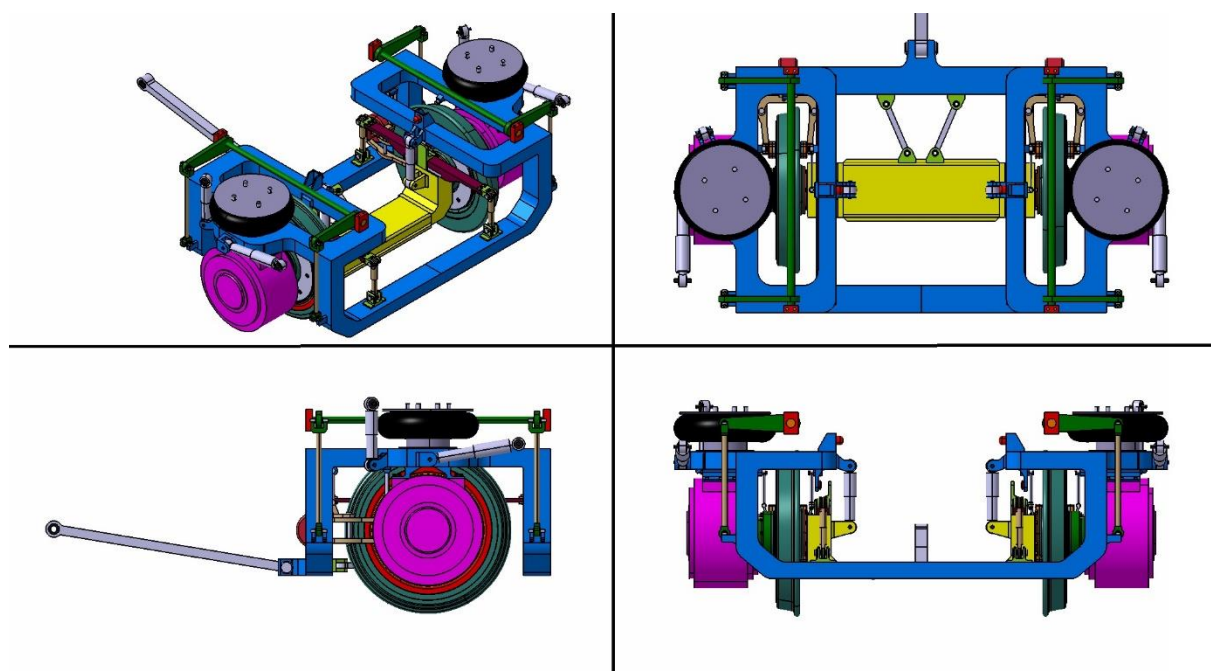
Volím: Pohon volně otočných kol se synchronním motorem s permanentními magnety.

5. *Koncepční návrh pojezdu a pohonu vozu*

Na následujících Obrázcích 51 a 52 ukáží vlastní navržený koncepční model jednonápravového podvozku pro kolejový elektrobus. Jednotlivé části a funkční prvky tohoto modelu v následujících kapitolách popíšu, upřesním jejich postup návrhu a důvod výběru dané součásti.



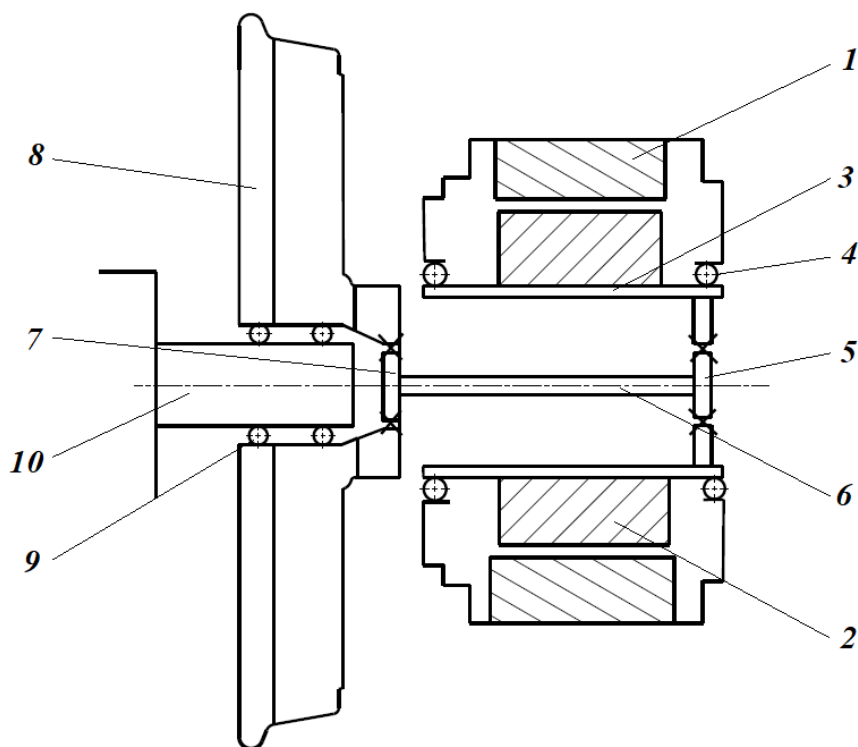
Obrázek 51 – Model koncepce jednonápravového podvozku pro kolejový elektrobus



Obrázek 52 – Model koncepce jednonápravového podvozku pro kolejový elektrobus různé pohledy

5.1 Pohon

Realizace pohonu pro jednonápravový kolejový elektrobus bude vypadat podle následujícího schématu:



1) Stator 2) Rotor 3) Dutá hřídel 4) Ložiska 5) Spojka od motoru 6) Hřídel kloubové hřídele 7) Spojka od volně otočného kola 8) Volně otočné kolo 9) Ložiska volně otočného kola 10) Čep nápravnice

Obrázek 53 - Schéma pohonu

Popis funkce pohonu je následující. Trakční motor se skládá ze statoru, který je připevněn k rámu podvozku. Rotor je spojen s dutou hřídelí a společně s ní je založiskován na kostru statoru. Dutá hřídel poté přenáší točivý moment z motoru na spojku, která spolu s hřídelem a druhou spojkou připevněnou na volně otočné kolo tvoří kloubovou hřídel přenášející moment na volně otočné kolo. Volně otočné kolo je poté založiskováno na čep nápravnice.

5.1.1 Trakční motor

Trakční motor se skládá ze statoru, který je připevněn k rámu podvozku a rotoru. Rotor je spojen s dutou hřídelí a společně s ní je založiskován na kostru statoru. Dutá hřídel tedy přenáší točivý moment z motoru na spojku, která spolu s hřídelem a druhou spojkou tvoří kloubovou hřídel přenášející moment z motoru na volně otočné kolo. Druhá spojka je připevněna na náboj volně otočného kola. Volně otočné kolo je poté založiskováno na čep nápravnice.

Po zvolení typu trakčního motoru, tedy synchronního motoru s permanentními magnety, bylo potřeba najít takový motor, aby vyhovoval parametrům mého kolejového elektrobuse. Výkon vozidla byl stanoven na $P_v = 300 \text{ kW}$. Pokud tedy uvažuji vůz s dvěma jednonápravovými podvozky, kde jedna náprava bude mít 2 volně otočná kola a každé kolo bude poháněno trakčním motorem, počet motorů na voze bude $n_{mot} = 4$. Pomocí jednoduchého vztahu 5.1 mi poté vychází, jaký výkon má mít právě jeden motor.

$$P_{mot} = \frac{P_v}{n_{mot}} = \frac{300}{4} = 75 \text{ kW} \quad (5.1.)$$

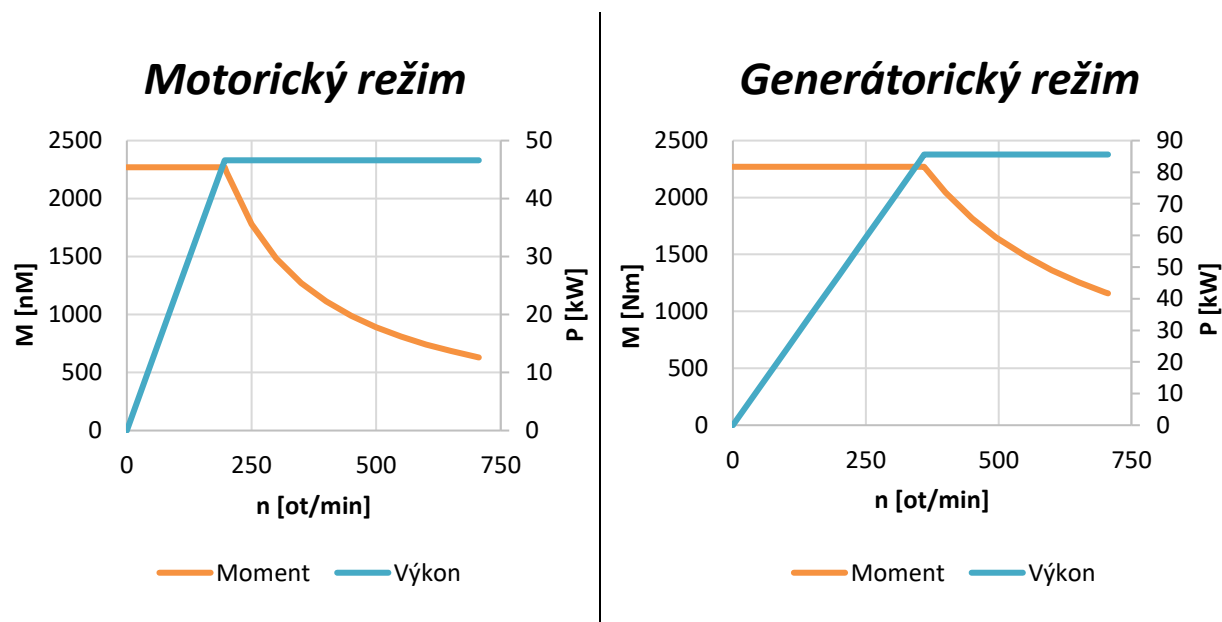
Úkolem bylo najít motor, který bude odpovídat jak výkonovým parametrům, tak z hlediska rozměrů. Zástavbový prostor je omezený obrysem vozidla, tak prostorem nad temenem kolejnice, kde se ve výšce **80 mm** nesmí nacházet žádná součást podvozku, nebo celého vozidla.

Vzhledem k tomu, že se mi nepodařilo pomocí dostupných možností a katalogů najít žádný motor, který by vyhovoval těmto parametrům, rozhodl jsem se proto zvolit existující motor o parametrech blízkých zvoleným parametrům. Využiji jej jako vzor, z kterého následně pomocí daných rozměrů a kvalifikovaného odhadu dopočítám potřebný motor.

Jako vzor jsem si zvolil motor z tramvaje Škoda 15T ForCity. Díky panu Ing. Vojtěchu Dybalovi a firmě ŠKODA ELECTRIC a.s. mi byly poskytnuty základní informace o motoru tramvaje 15T. Jmenovité hodnoty motoru jsou následující:

<i>Motorický režim</i>		<i>Generátorický režim</i>	
Rozměry motoru (d × l)		440 × 375	
Maximální výkon	46,6 kW	Maximální výkon	85,6 kW
Moment	630 Nm	Moment	1158 Nm
Otáčky	706 ot/min	Otáčky	706 ot/min

Tabulka 17 - Parametry motoru 15T



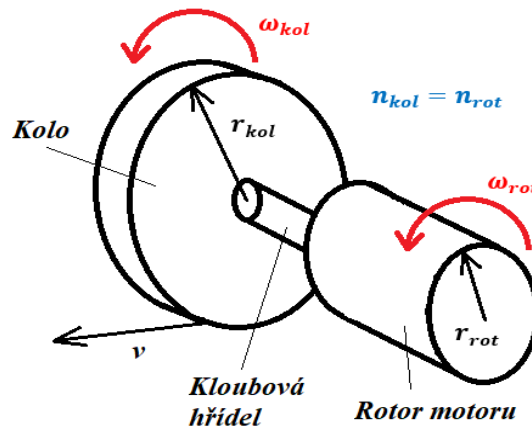
Graf 10 - Pracovní charakteristika motoru Škoda 15T

Následující otázkou bylo, jak se motor z tramvaje 15T parametrově liší s motorem, který potřebuji, a jak budou vypadat rozměry požadovaného motoru, pokud tyto hodnoty změním. Například výkon motoru bude potřeba navýšit z **46,6 kW** na požadovaných **75 kW**. Výkon motoru mohu navýšit dvěma způsoby, a to buď změnou momentu motoru, nebo otáček. Po konzultaci s panem prof. Ing. Jaroslavem Novákem CSc. a Ing. Vojtěchem Dybalou mi bylo řečeno, že v případě navýšení momentu motoru porostou jeho rozměry úměrně změně momentu, a to buď do průměru, nebo do délky motoru. V případě navýšení výkonu pomocí otáček se rozměry motoru zvětšovat nebudou, neboť otáčky budu regulovat pomocí frekvence. Navýšením frekvence dostanu vyšší otáčky, což nebude mít vliv na velikost motoru.



Obrázek 54 - Motor Škody 15T [22]

Pro navýšení výkonu využiji obou těchto metod. Otáčky potřebuji navýšit z důvodu maximální rychlosti vozidla, která je **120 km/h**. Protože použiji motor bez převodovky, hledám takové otáčky motoru (rotoru), které bude po spočítání na úhlové rychlosti kola odpovídat právě navrhované maximální rychlosti vozidla (viz Obrázek 55).



Obrázek 55 - Schéma otáček a úhlové rychlosti pohonného ústrojí

Úhlová rychlost kola je následující (vztah 5.2):

$$\omega_{kol} = \frac{v \cdot r_{kol}}{3,6} = \frac{120 \cdot 0,385}{3,6} = 86,58 \text{ rad}^{-1} \quad (5.2.)$$

$\omega_{kol} [\text{rad}^{-1}]$ je úhlová rychlost kola, $v [\text{km/h}]$ rychlost vozidla a $r_{kol} [\text{m}]$ poloměr kol, který je stanovený na **0,425 m** pro nová kola a **0,385 m** pro opotřebená kola. Do vztahu 5.2 dosazují opotřebený průměr kol, neboť čím menší bude průměr kola, tím větší bude úhlová rychlost a otáčky kola, a otáčky rotoru, které jsou následující:

$$n_{návrh} = \frac{\omega_{kol} \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{86,58 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 826,78 \text{ ot/min} \quad (5.3.)$$

Otáčky ze vztahu 5.3 budou jmenovitými otáčkami požadovaného motoru pro kolejový elektrobus.

Zbývá mi zjistit, jaký bude moment. V případě, že znám otáčky a požadovaný výkon motoru, pomocí vztahu 5.4 dopočítám požadovaný moment.

$$M_{n\grave{a}vrh} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{75000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 826,78} = 866,25 \text{ Nm} \quad (5.4.)$$

M [Nm] je jmenovitý moment navrhovaného motoru. P [kW] požadovaný výkon motoru a n [ot/min] jsou poté otáčky rotoru. Hodnoty požadovaných otáček jsou vypočítány ve vztahu 5.3. Jak už bylo řečeno, tyto hodnoty nijak nezmění rozměru motoru oproti vzorovému motoru. Moment byl navýšen z hodnoty **630 Nm** na hodnotu **866,25 Nm**. Toto navýšení se podle kvalifikovaného odhadu projeví úměrným zvětšením průměru nebo délky motoru. V mém případě budu zvětšovat průměr motoru, neboť co se týče obrysu, zde mám větší rozměrové možnosti, než by tomu bylo v případě zvětšování délky motoru. Pokud tedy mohu říct, že průměr motoru budu zvětšovat úměrně zvýšením hodnoty momentu, vztah pro výpočet průměru navrhovaného motoru pro zvolený moment motoru bude vypadat následovně:

$$\frac{M_{15T}}{M_{n\grave{a}vrh}} = \frac{d_{15T}}{d_{n\grave{a}vrh}} \Rightarrow d_{n\grave{a}vrh} = \frac{d_{15T} \cdot M_{n\grave{a}vrh}}{M_{15T}} = \frac{440 \cdot 866,24}{630} = 605 \text{ mm} \quad (5.5.)$$

Tento průměr motoru vyhovuje (viz vztah 5.6 a 5.7), neboť pokud se nad temenem kolejnice nesmí nacházet žádná část vozu kromě dvojkolí, ve výšce **80 mm** je počítáno pro poloměr a v případě průměru je tato hodnota **160 mm** a průměr ojetého kola je **770 mm**, limitní průměr pro motor je:

$$d_{mot_{max}} = d_{kol_{ojeté}} - 160 = 770 - 160 = 610 \text{ mm} \quad (5.6.)$$

$$d_{mot_{max}} \geq d_{n\grave{a}vrh} \Rightarrow 610 \geq 605 \quad (5.7.)$$

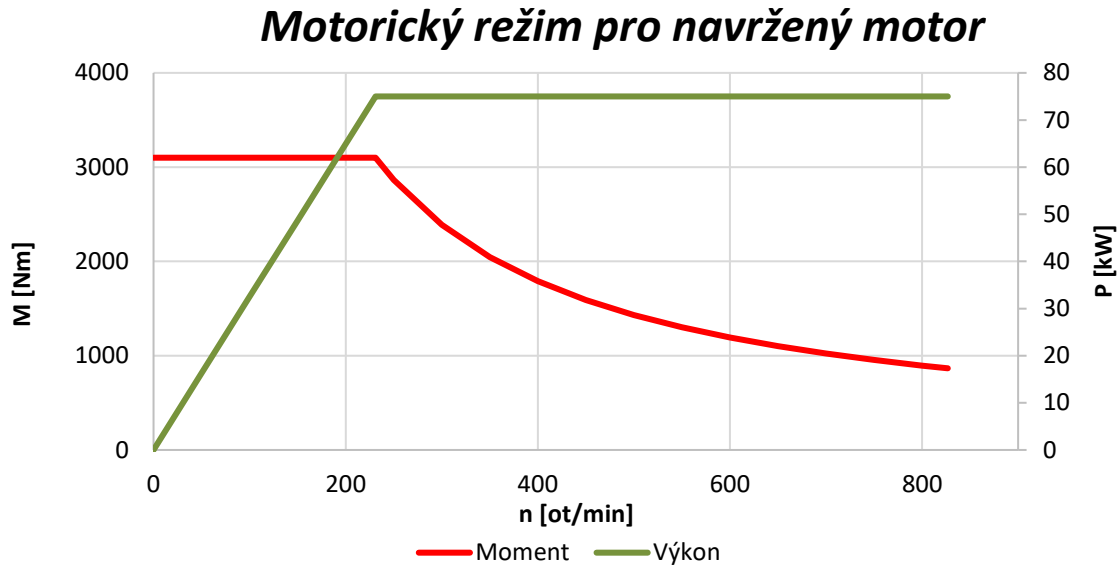
<i>Rozměry motoru (d × l)</i>	605 × 375	mm
<i>Maximální výkon</i>	75	kW
<i>Moment</i>	866	Nm
<i>Maximální otáčky</i>	827	ot/min

Tabulka 18 - Parametry navrhovaného motoru

Pokud znám pracovní bod s maximálními otáčkami vzorového motoru 15T pro motorický režim z tabulky 18 a stejný bod pro maximální otáčky navrženého motoru, mohu tyto hodnoty využít k následovně. Pokud tyto hodnoty porovnám a stanovím, že konstanta odpovídající momentu $M_{15T} = 630 \text{ Nm}$ v daném pracovním bodě u motoru 15T bude rovna **1**, pomocí hodnoty momentu navrhovaného motoru a trojčlenky dostanu konstantu k . Díky této konstantě dostanu ostatní hodnoty momentu pro odpovídající otáčky motoru v případě, že zachovám analogii s motorem 15T. Postup je tedy následující:

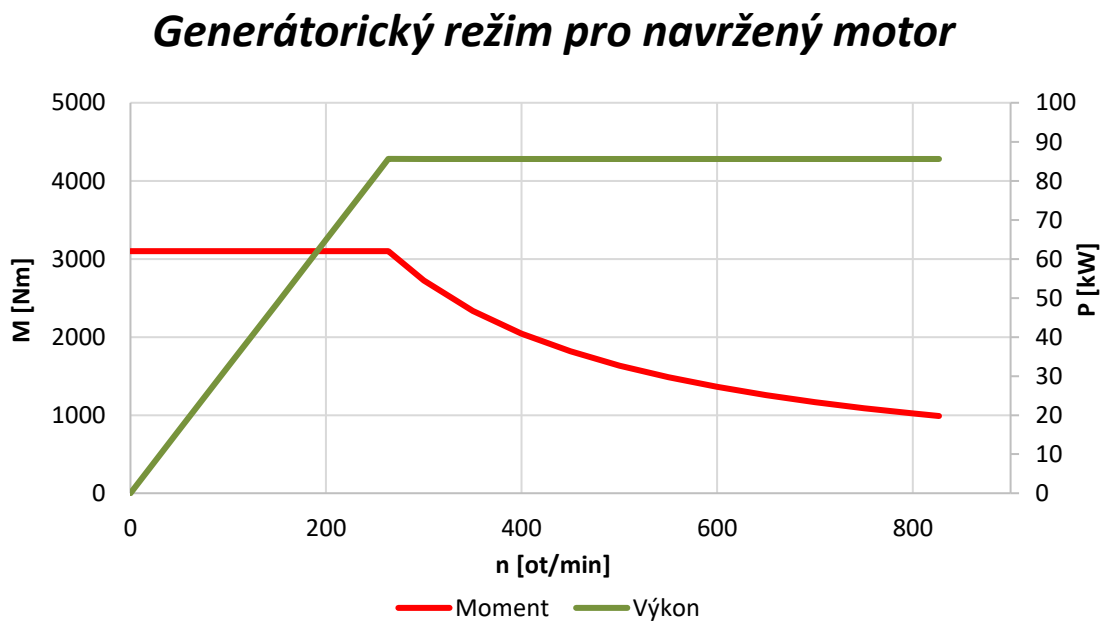
$$\frac{1}{k} = \frac{M_{15T}}{M_{návrh}} \Rightarrow k = \frac{M_{návrh} \cdot 1}{M_{15T}} = \frac{866,24}{630} = 1,37 \quad (5.8.)$$

Díky této konstantě můžu nyní přepočítat hodnoty motorického režimu z grafu 10 o výkonu **46,6 kW** na hodnoty navrženého motoru o výkonu **75 kW**. Pracovní charakteristika navrhovaného motoru bude vypadat následovně:



Graf 11 - Motorický režim navrženého motoru

Co se týče generátorického režimu, uvažuji taktéž zvýšenou hodnotu momentu, ale zachovávám výkon $P_B = 85,6 \text{ kW}$. Generátorický režim poté vypadá následovně:



Graf 12 - Generátorický režim navrženého motoru

5.1.2 Baterie

Kolejový elektrobus bude provozován na regionální trati. Velká část regionálních tratí stále není elektrifikována a v případě, že u navrhovaného kolejového elektrobusu neuvažují žádné z variant pohonu spalovacího motoru, ať už s čistě mechanickým přenosem energie nebo jako hybrid, potřebují elektrickou energii, v případě jízdy po neelektrifikované trati, získávat z bateriových článků.

Na trhu je několik typů bateriových **Li** (Lithium) akumulátorových článků, které se používají v rámci elektromobility. Jsou to například články lithium železo fosfát **LFP**, lithium titan oxid **LTO**, nikl mangan kobalt **NMC** a další. Jednotlivé typy se liší svými parametry a výběr správného článku závisí právě na parametrech daných článků, například některé články snesou lépe větší četnost nabíjení, některé naopak velkou hodnotu měrné kapacity, ale s menší životností. Článek tedy vyberu podle druhu využití v provozu.

Pro kolejový elektrobus budou hlavními požadavky na parametry baterie vysoká hodnota měrné kapacity a dobrá životnost. Takovým parametrům vyhovují **NMC** články. Tyto články obsahují bateriové jednotky firmy Kokam. Jejich parametry jsou následující:

<i>Popis</i>	<i>Hmotnost [kg]</i>	<i>Energie [kWh]</i>	<i>Kapacita [Ah]</i>	<i>Nominální napětí [V]</i>
65NMC-2P24S	75	11,4	130	87,8
Rozměry [mm] (Délka x Výška x Šířka)				
753 x 303 x 282				

Tabulka 19 - Parametry bateriové jednotky Kokam

Důležitým parametrem pro výběr baterie byla kapacita, respektive energie a váha baterie, protože jsem limitován maximálním kolovým zatížením, nemohl jsem si dovolit použít libovolný počet bateriových modulů a právě s ohledem na současný trh baterií mi baterie od firmy Kokam umožnily co nejlepší parametry (Hmotnost / Energie).



Bateriová jednotka

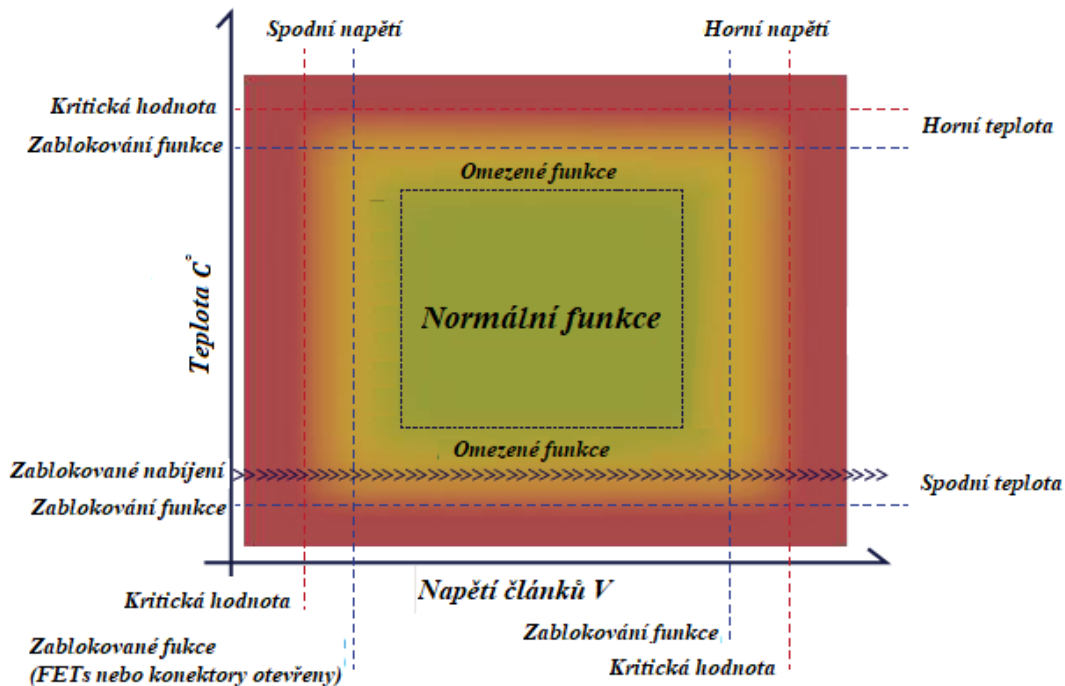


Možnost různého zapojení bateriových jednotek

Obrázek 56 - Bateriová jednotka Kokam 65NMC-2P24S [38]

Výrobce neudává, při jakých parametrech měření byly hodnoty pro bateriový modul uvedené v tabulce 19 naměřeny. Vlastnosti baterií jsou totiž nelineární a jejich hlavní parametry, jako je právě energie nebo životnost, jsou závislé na provozovaných parametrech jako teplota, stáří baterie a historie používání. Z tohoto důvodu jsou baterie hlídány takzvaným battery managementem, tedy soustavou elektronických obvodů pro kontrolování hodnot, jako je teplota a napětí (viz Obrázek 57). článků nebo také dostupná kapacita.

Bateriové moduly jsou spolu s chlazením a battery managementem umístěny do akumulátorového kontejneru, který je připevněn na rám vozidla.



Obrázek 57 - Funkce baterie v závislosti na teplotě a napětí [38]

Maximální teplotní rozsah lithiových baterií pro vybíjecí režim je v rozmezí od -20 °C do 80 °C . V případě nabíjení je tento rozsah od 0 °C do 80 °C , kdy při nabíjení znamenají teploty pod 0 °C pro baterie velkou ztrátu životnosti a baterie vydrží jen jednotky dní.

Bateriové moduly jsou v akumulátorovém kontejneru zapojovány buďto sériově, paralelně nebo sérioparalelně. Sériovým zapojením získáme větší hodnotu dodávaného napětí. Potřebné vstupní napětí je 420 V . Moduly zapojené do série budou tvořit větší napětí, než je potřebné vstupní napětí motoru, aby i v případě kolísání hodnot napětí dodával požadovanou hodnotu. Tato hodnota bude regulována, aby případně nepřesáhla maximální možnou hodnotu vstupního napětí motoru.

$$U_x = n_x \cdot U_{bat} = 7 \cdot 87,8 = 615[V] \quad (5.9.)$$

Ve vztahu 5.9 je výpočet napětí po zapojení 7 modulů do série. Po zapojení sedmi baterií do série dostanu výsledné napětí 615 [V] . Sériově zapojené baterie, které následně propojím do paralelních větví a získám sérioparalelní zapojení. Takto spojené bateriové moduly jsou spolu s chlazením a battery managementem umístěny do akumulátorového kontejneru, který je připevněn na rám vozidla.

Zmíním také užití superkondenzátoru. Mezi jeho výhody patří krátká doba nabití, vybití a schopnost okamžitě podat plný výkon. Tyto hodnoty jsou u klasických článků horší. Naopak nevýhodou proti lithiovým bateriím je jejich malá kapacita. Daly by se využít k rychlému uložení velké energie získané při brždění a pozvolnému nabití lithiových článků.

5.1.3 Hřídel

Přenos momentu z motoru na volně otočné kolo je realizován pomocí hřídele, který je spojen spojky. V této části se budu zabývat namáháním zmíněného hřídele na krut, způsobený momentem od motoru. Tento hřídel přenáší pouze kroutící moment z jedné spojky na druhou, kde tyto spojky vyrovnávají výchylky způsobené nerovnostmi koleje. Díky této realizaci je pohon plně odpružen.

Jelikož plní pouze spojovací funkci dvou rotujících těles, rotor motoru a volně otočné kolo, je tato hřídel namáhána pouze na krut. Při dimenzování budu vycházet z podmínky, že skutečné napětí, vznikající na hřídeli, nesmí být větší než příslušné dovolené napětí, odpovídající materiálu, ze kterého je hřídel vyroben viz vztah 5.10.

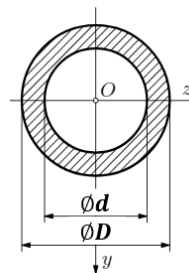
$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \text{ [MPa]} \quad (5.10.)$$

$W_k \text{ [mm}^3\text{]}$ je průřezový modul v krutu a $M_k = M_{max} \text{ [Nmm]}$ je kroutící moment, nebo také maximální moment motoru. Budu uvažovat dutou hřídel, jehož průřezový modul v krutu je následující:

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{\phi d} \quad (5.11.)$$

M_k	3100	Nm
D	75	mm
d	20	mm

Tabulka 20 - Parametry výpočtu hřídele



Obrázek 58 - Průřez hřídele

Vztah 5.11 dosadím do vztahu 5.10 a dosadím hodnoty průměrů a kroutícího momentu z tabulky 20. Tím zjistím napětí v krutu působící v hřídeli při daných parametrech.

$$\tau_k = \frac{M_k}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{3100 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{75^4 - 20^4}{75}} = 37,61 \text{ MPa} \quad (5.12.)$$

Jestliže pomocí kroutícího momentu vznikne v hřídeli napětí, toto napětí vyvodí deformaci hřídele. Tato deformace bude vyjádřena jako úhel zkroucení. Ten je dán následným vztahem:

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_p} \cdot \frac{180}{\pi} \text{ [}^\circ\text{]} \quad (5.13.)$$

Zde je $M_k \text{ [Nm]}$ kroutící moment, $l \text{ [m]}$ délka hřídele, $G \text{ [10}^{11} \text{ Pa]}$ modul pružnosti ve smyku, $J_p \text{ [m}^4\text{]}$ polární moment průřezu. Vynásobením prvního zlomku ve vztahu 5.13 druhým zlomkem $180/\pi$ dostaneme úhel zkroucení ve stupních. Z toho vztahu dále vychází i

deformační podmínka tedy zkrut ϑ [$^{\circ}/m$], je to zkroucení hřídele na jednotku délky, v našem případě zkroucení na jeden metr, a ta nesmí překročit určitou dovolenou hodnotu ϑ_D [$^{\circ}/m$]. Hodnota dovoleného zkrutu bývá $\vartheta_D = 0,25 \div 0,75$ [$^{\circ}/m$]. Zkrut je tedy dán vztahem:

$$\vartheta = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_k}{G \cdot J_p} \cdot \frac{180}{\pi} \text{ [}^{\circ}/m\text{]} \quad (5.14.)$$

Polární moment průřezu pro dutou hřídel je následující:

$$J_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) \text{ [mm}^4\text{]} \quad (5.15.)$$

Modul pružnosti ve smyku pro ocel je $0,8 \cdot 10^{11}$ Pa. Tuto hodnotu spolu s příslušným kroutícím momentem a vztahem 5.15 dosadím do vztahu 5.14 a vypočítám zkrut hřídele.

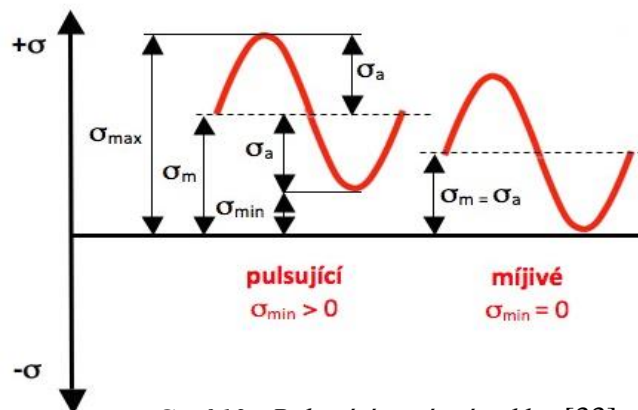
$$\vartheta = \frac{M_k}{G \cdot \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)} \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{3100}{0,8 \cdot 10^{11} \cdot \frac{\pi}{32} (0,075^4 - 0,02^4)} = 0,71 \text{ [}^{\circ}/m\text{]} \quad (5.16.)$$

Vypočtená hodnota zkrutu je v pásmu hodnot dovoleného zkrutu, zvolené hodnoty tedy vyhovují. Nyní budu hledat materiál, u kterého bude dovolené napětí vyšší než napětí vypočítané vztahem 5.12. Materiál vyhledám ve strojnických tabulkách u mechanických hodnot konstrukčních ocelí. Pro ukázkou jsem do tabulky 21 vypsals několik materiálů a jejich mechanických hodnot, ze kterých vyberu materiál pro navrhovanou hřídel.

Konstrukční oceli (ČSN)		11 343	11 368	11 423	11 500
Konstrukční oceli (EN)		-	P235GH	-	E295
Mez únavy v krutu τ_c [MPa]		85 až 105	90 až 110	95 až 110	125 až 155
Dovolená napětí [MPa]					
Krut	Statický	55 až 80	65 až 90	70 až 105	85 až 125
	Míjivý	45 až 70	55 až 75	45 až 70	55 až 85
	Střídavý	35 až 50	40 až 60	35 až 50	40 až 60

Tabulka 21 - Mechanické hodnoty konstrukčních ocelí

Z vypsanych materiálů vybírám materiál **E295 (ČSN 11 500)**. Hodnoty dovolených napětí sleduji z tabulky 21 z řádku pro míjivá zatížení, neboť uvažuji, že hřídel se točí stále jedním směrem otáčení a hodnoty „tepají“ z nižších amplitud na větší. Nepřekmitnou však na druhou stranu, jako je to ukázáno v grafu 13.



Graf 13 - Pulsující a míjivý cyklus [33]

5.1.4 Spojky kloubového hřídele

Pro přenos momentu z motoru na volně otočné kolo potřebuji využít pružného přenosu tak, aby mohl docílit plně odpruženého motoru. Toho přenosu mohu docílit například kardanovou hřídelí, nebo jako v mém případě dvěma odpruženými hřídelovými spojkami.

Zubové spojky, použité k sestrojení kloubového hřídele spolu s hřídelí navrhnutou v kapitole 5.1.3, zajišťují přenos momentu z motoru na volně otočné kolo a vyrovnávají nerovnosti. Díky přenosu momentu přes kloubovou hřídel a zavěšení statoru motoru na rám podvozku se tak motor stává odpruženou částí podvozku. Spojka, propojující hřídel kloubového hřídele a volně otočné kolo, musí umožnit rozpojení tohoto spojení. Při využití synchronního motoru s permanentními magnety, kde stálá přítomnost magnetického toku permanentních magnetů způsobuje ztráty v železném magnetickém obvodu (při jízdě výběhem, při poruchách v elektrické části, zejména při zkratech), pracuje motor jedoucího vozidla jako generátor do tohoto zkratu, což způsobuje proudové a momentové rázy. Z tohoto důvodu je nutno řešit mechanickou odpojitelnost mezi volně otočným kolem a motorem. Mechanickou odpojitelnost motoru by tedy zajistila rozpojitelná spojka na straně volně otočného kola.

5.2 Volně otočné kolo

Kolo je nezbytná součást kolejových vozidel pro pohyb v kolejovém roště. S kvalitou a provedením kola bezprostředně souvisí bezpečnost a komfort jízdy. V kolejové dopravě můžu kolo rozřadit podle provedení na dvě kategorie, a to kolo monoblokové neboli celistvé a kolo obručové.

5.2.1 Celistvé kolo

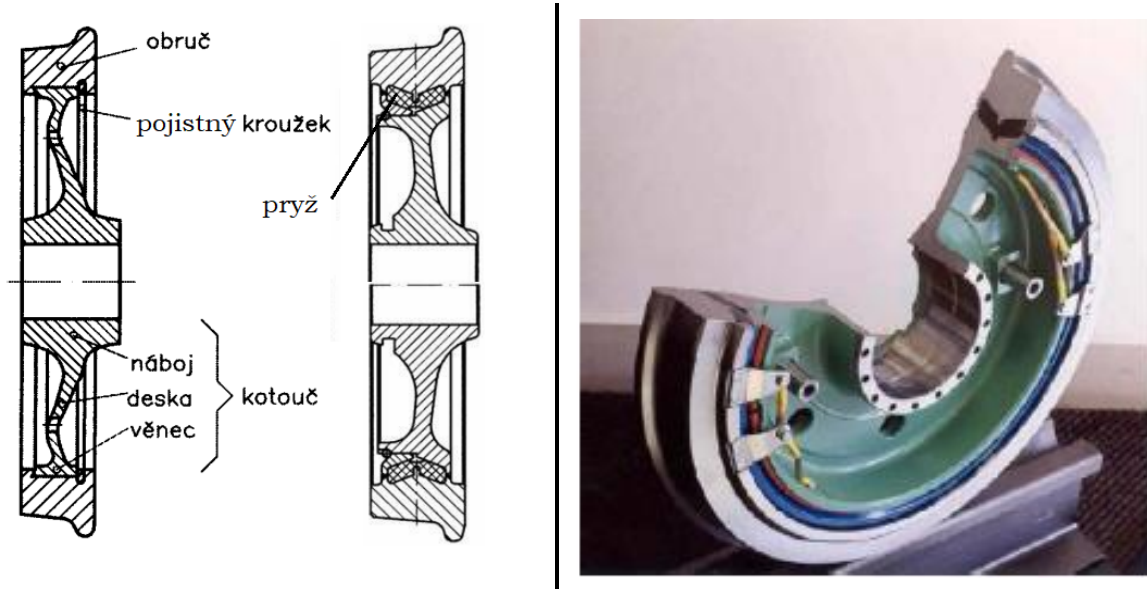
Monobloková kola jsou vyráběna z jednoho kusu oceli a rozlišujeme u nich náboj, desku a věnec (viz Obrázek 59). Jízdní plocha je opotřebována třením o kolejnici a po opotřebování mezní hodnoty je nutno celé kolo vyměnit.



Obrázek 59 - Celistvé kolo [32]

Výhodou tohoto kola jsou menší hmotnost a vysoká bezpečnost, neboť nehrozí uvolnění obruče, jako je tomu u obručového kola. Naopak nevýhodou je již zmiňovaná celistvost. Po opotřebení je nutno kolo celé vyměnit.

5.2.2 Obuřčové kolo



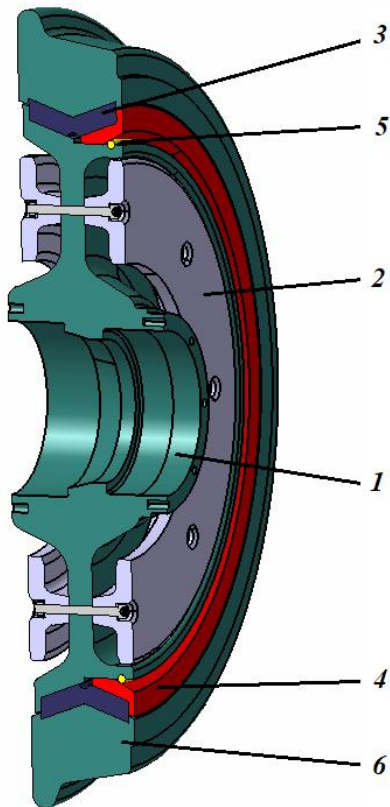
Obrázek 60 - Obuřčové kolo nevypruřené a vypruřené [32]

Obuřčové kolo se skládá z kotouře, na který je nalisována obruř a ta je zajiřtěna pojistným krouřkem. V případě opotřebení se obruř vymění za jinou, je zde tedy jednodušří výměna než u monoblokových kol. Tato kola mohou být i vypruřena pryří, kdy se mezi kotouře a obruř vloří pryřové segmenty. V případě vyuřití toho vypruření kola dosáhneme sníření velikosti neodpruřených hmot a zmenření dynamických sil mezi kolem a kolejnicí. Nicméně toto provedení přináří i jistá úskalí jako vyšří jízdní odpory, tečení pryře a tím možný vznik excentricity při dlouhém stání, pryř také izoluje obruř od kotouře.

5.2.3 Volba kola

Pro provoz kolejového elektrobusu jsem se rozhodl vyuřit obuřčové kolo. Výrobou kol se zabývá řirma GHH-Bonatrans. Model (Obrázek 61) a popis modelu navrřeného kola je následující:

Díra náboje obuřčového kola je vyfrézována podle potřeb uloření lořisek. K náboji jsou poté z obou stran přišroubované brzdové kotouře. Mezi věncem kola a obruří se nacháří pryřové segmenty, které obstarávají vypruření kola. Z jedné strany je vlořen klín, který je zajiřtěn pojistným krouřkem, aby pryřové segmenty a obruř spočívaly na svém místě. Obruř a náboj kola jsou pak spojeny vodivými elementy z důvodu překonání elektrické izolace vzniklé vlořením pryřových segmentů.



1) Náboj 2) Brzdový kotouč 3) Pryžové segmenty 4) Klín 5) Pojistný kroužek 6) Obruč

Obrázek 61 - Model obručového kola

5.3 Ložiska

Nápravová ložiska umožňují otáčení nápravy a přenášejí veškerá zatížení mezi podvozkem a dvojkolím, respektive nápravnicí. Dříve se používala kluzná ložiska, která poté nahradila valivá ložiska. Jako valivá tělíska v ložiskách jsou u kolejových vozidel využívány buďto soudečky, válečky nebo kuželíky. Pro kolejový elektrobus volím kuželíková ložiska, která budou tvořit dvojici na čepu nápravnice. Kuželíková ložiska jsou vhodná k přenosu velkých osových sil, mají nízkou hmotnost a nepotřebují veliký zástavbový prostor.



Obrázek 62 - Kuželíkové ložisko [48]

Ložiska jsou namáhána několika silami, jak statickými, kvazistatickými, tak i dynamickými. Jelikož by vypočítat dimenzování ložisek se všemi těmito silami bylo náročné, uvádí se výpočet ekvivalentního zatížení. Pro výpočet ekvivalentního zatížení mi pomůže kapitola 3.4 a tachogram z této kapitoly (graf 6). Pomocí tohoto tachogramu si určím druh jízdy kolejového elektrobuse na jeden cyklus, tedy jaké síly působí na vůz během jízdy a jakou dobu každá tato síla během daného cyklu probíhá. Během jízdy podle tachogramu (graf 6) budou na vozidlo působit 4 různá silová zatížení. Nejdříve je to rozjezd, kdy vozidlo zrychlí na **80 km/h**, poté pojedou touto rychlostí do doby, než začne brzdit do zastávky. Mezi rozjezdem a brzděním pojedou vozidlo ustálenou rychlostí, a to buďto po přímé trati nebo v oblouku. Budu uvažovat tyto druhy jízdy: rozjezd, jízda ustálenou rychlostí v přímé trati, jízda ustálenou rychlostí v oblouku a brzdění. V těchto druzích poté působí určitá skupenství sil, ze kterých dostaneme radiální a axiální sílu působící na ložisko během daného druhu jízdy. Nyní si jednotlivé síly vypočítáme.

5.3.1 Výpočet sil

Pro výpočet sil budu uvažovat tři různé režimy obsazení kolejového elektrobuse, a to prázdné vozidlo, normálně zatížené vozidlo, což odpovídá průměrnému provoznímu zatížení, a budu jej značit indexem $2/3$, a plně obsazené vozidlo.

5.3.1.1 Síla od vlastní tíhy vozidla

Při tomto výpočtu uvažuji hmotnost prázdného vozu $m_{pv} [kg]$ jako součet sum hmotností skříně, pohonu a podvozku, kde neuvažuji hmotnost kol.

$$F_{pv} = m_{pv} \cdot g = 20\,175 \cdot 9,81 = 197\,926 [N] \quad (5.17.)$$

$$F_{2/3} = (m_{pv} + m_{cest2/3}) \cdot g = (20\,175 + 7280) \cdot 9,81 = 269\,343 [N] \quad (5.18.)$$

$$F_{max} = (m_{pv} + m_{cest\,max}) \cdot g = (20\,175 + 9840) \cdot 9,81 = 294\,457 [N] \quad (5.19.)$$

5.3.1.2 Dynamická přírážka síly od tíhy vozidla

Tato dynamická přírážka se přičítá k působení svislé síly od tíhy vozidla a je stanovena jako $F_x = 0,2 \cdot$ příslušné svislé zatížení.

$$F_{pvd} = 0,2 \cdot F_{pv} = 39\,585 [N] \quad (5.20.)$$

$$F_{2/3d} = 0,2 \cdot F_{2/3} = 53\,869 [N] \quad (5.21.)$$

$$F_{maxd} = 0,2 \cdot F_{max} = 58\,891 [N] \quad (5.22.)$$

5.3.1.3 Tažná síla při rozjezdu

Při rozjezdu budu uvažovat s maximální možnou silou, kterou je vozidlo schopné přenést. Tato síla má svůj limit a tím je adhezní omezení. S tímto adhezním omezením jsem se již setkal v kapitole 3.4 graf 4, kdy do určité rychlosti nemohu využít plnou tažnou sílu motoru, to je právě ta rychlost, se kterou budu počítat i zde jen s malou změnou, součinitel adheze budu uvažovat vyšší a to $\varphi_a = 0,2$. Možná přenesená síla se mi tím pádem zvýší.

$$F_{pv\,roz} = \varphi_a \cdot m_{pv} \cdot g = 0,2 \cdot 20\,175 \cdot 9,81 = 39\,585 \text{ [N]} \quad (5.23.)$$

$$F_{2/3\,roz} = \varphi_a \cdot (m_{pv} + m_{cest2/3}) \cdot g = 0,2 \cdot 27\,456 \cdot 9,81 = 53\,869 \text{ [N]} \quad (5.24.)$$

$$F_{max\,roz} = \varphi_a \cdot (m_{pv} + m_{cest\,max}) \cdot g = 0,2 \cdot 30\,016 \cdot 9,81 = 58\,891 \text{ [N]} \quad (5.25.)$$

Uvažuji zde i počet trakčních kol, tedy jaký podíl hmotnosti využiju právě pro rozjezd, jelikož přenesená síla závisí nejen na adhezi, ale i tíze vozidla. V mém případě jsou všechna kola poháněna, na rozjezd tedy využiji veškerou hmotnost vozidla a tím pádem je tento koeficient roven jedné a výsledná síla se mi nezmění.

5.3.1.4 Síla potřebná k jízdě ustálenou rychlostí

Při jízdě ustálenou rychlostí již vozidlo nezrychluje a udržuje si potřebnou rychlost. K tomu, aby se tak stalo, musí vyvinout takovou tažnou rychlost, aby překonalo všechny jízdni odpory, které ho zpomalují. Postup výpočtu těchto odporů je sepsán v kapitole 3.4.1. Výpočet byl v této kapitole prováděn pro provozní zatížení. Pokud v grafu 3. odečtu hodnotu měrného odporu pro rychlost **80 km/h**, pro kterou uvažuji jízdu ustálenou rychlostí a vynásobím ji hmotností provozně obsazeného vozu a gravitačním zrychlením jako je tomu ve vztahu 3.8, dostanu sílu v newtonech, kterou musí vozidlo vyvinout, aby jelo ustáleně požadovanou rychlostí. V následujících vztazích jsou hodnoty pro 3 daná zatížení.

$$F_{pv\,80} = 2\,616,6 \text{ [N]} \quad (5.26.)$$

$$F_{2/3\,80} = 2\,732,3 \text{ [N]} \quad (5.27.)$$

$$F_{max\,80} = 2\,771,5 \text{ [N]} \quad (5.28.)$$

5.3.1.5 Síla od jízdy v oblouku

Na vůz v průběhu jízdy v oblouku působí nevyrovnané příčné zrychlení z důvodu nedostatku převýšení. Síla způsobená tímto zrychlením působí příčně neboli axiálně na ložisko. Hodnota nevyrovnaného příčného zrychlení je standardně $a_n = 0,7 \text{ m/s}^2$. Sílu spočítáme následovně:

$$F_{pv\,oblouk} = m_{pv} \cdot a_n = 20\,175 \cdot 0,7 = 14\,123 \text{ [N]} \quad (5.29.)$$

$$F_{2/3\,oblouk} = (m_{pv} + m_{cest2/3}) \cdot a_n = (20\,175 + 7280) \cdot 0,7 = 19\,219 \text{ [N]} \quad (5.30.)$$

$$F_{max\,oblouk} = (m_{pv} + m_{cest\,max}) \cdot a_n = (20\,175 + 9840) \cdot 0,7 = 21\,011 \text{ [N]} \quad (5.31.)$$

5.3.1.6 Síla způsobená účinkem bočního větru

Další příčnou, tedy axiální silou působící na vůz je síla větru na boční plochu skříně. Při určitých situacích může mít tato síla i větší hodnotu, než působí na vozidlo síla v oblouku. Výpočet tlaku větru vypadá následovně:

$$p_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot v_v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,27 \cdot 15^2 = 142,9 \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (5.32.)$$

Zde je $p_v \text{ [N/m}^2\text{]}$ tlak větru, $\rho_v \text{ [kg/m}^3\text{]}$ hustota vzduchu $v_v^2 \text{ [m/s}^2\text{]}$ je rychlost větru. Tuto rychlost volím dle Beaufortovy stupnice síly větru, kde **15 m/s** odpovídá hodnotě

mírného víchru, tedy hodnotě síly, která již může vyvrátit stromy, a chůze proti této síle větru je obtížná. Uvažuji tedy větší rychlost větru, než denně v našich podmínkách nastává. Síla působící na vůz je dána vztahem:

$$F_{vitr} = p_v \cdot S = 142,9 \cdot 72 = 10\,289 \text{ [N]} \quad (5.33.)$$

$S \text{ [m}^2\text{]}$ je boční plocha vozu, která má pro můj uvažovaný kolejový elektrobus hodnotu 72 m^2 (viz Obrázek 36).

Tato dvě silová působení spolu tvoří axiální sílu zatěžující ložisko, tato axiální síla je dána jejich součtem. Z toho plyne, že v případě výpočtu namáhání ložiska budu pouze spolu se silou způsobenou jízdou v oblouku počítat i sílu od větru.

$$F_{apv} = F_{pv\,oblouk} + F_{vitr} = 14\,123 + 10\,289 = 24\,410 \text{ [N]} \quad (5.34.)$$

$$F_{a2/3} = F_{2/3\,oblouk} + F_{vitr} = 19\,219 + 10\,289 = 29\,506 \text{ [N]} \quad (5.35.)$$

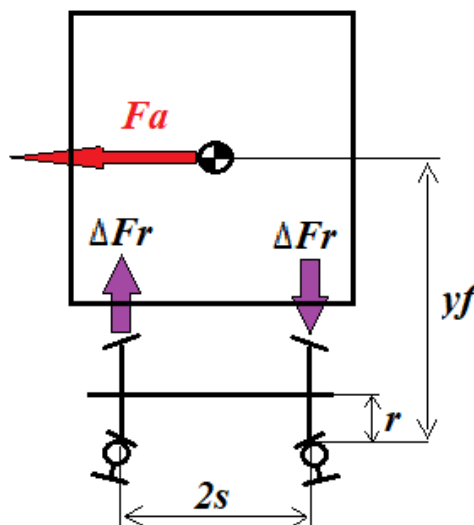
$$F_{amax} = F_{max\,oblouk} + F_{vitr} = 21\,011 + 10\,289 = 31\,298 \text{ [N]} \quad (5.36.)$$

5.3.1.7 Radiální přetížení způsobené axiální silou

Axiální síly popsané v předchozích vztazích způsobí také přetížení v radiálním směru $\Delta F_r \text{ [N]}$ a i s touto silou budu při návrhu ložiska počítat. Vztah pro výpočet této síly je následující a ke vztahu je schéma, které můžeme vidět na obrázku 54.

$$F_{ax} \cdot (y_f - r) = \Delta F_{rx} \cdot 2s \rightarrow \Delta F_{rx} = \frac{F_{ax} \cdot (y_f - r)}{2s} \quad (5.37.)$$

Indexy x značí zatížení, které při výpočtu uvažujeme (prázdný vůz, normálně ložený vůz a maximálně ložený vůz), $y_f \text{ [m]}$ je výška těžiště, $r \text{ [m]}$ poloměr kola a $2s \text{ [m]}$ vzdálenost styčných kružnic.



Obrázek 63 - Schéma radiálního přetížení způsobené axiální silou

$$\Delta F_{r\,pv} = \frac{17\,686,4 \cdot (1,7 - 0,425)}{1,5} = 17\,686,4 \text{ [N]} \quad (5.38.)$$

$$\Delta F_{r\,2/3} = \frac{22\,418,4 \cdot (1,7 - 0,425)}{1,5} = 22\,418,4 \text{ [N]} \quad (5.39.)$$

$$\Delta F_{r\,max} = \frac{24\,082,4 \cdot (1,7 - 0,425)}{1,5} = 24\,082,4 \text{ [N]} \quad (5.40.)$$

5.3.1.8 Brzdná síla

Jako je tomu u síly, kterou vozidlo může vyvinout a přenést u rozjezdu, i zde platí adhezní omezení. Pokud bychom chtěli zabrzdít větší silou, než kterou můžeme adhezně přenést, došlo by k prokluzu. Součinitele adheze uvažují stejně jako při rozjezdu $\varphi_a = 0,2$, maximální možná přenositelná brzdná síla bude:

$$F_{pv\,brzd} = \varphi_a \cdot m_{pv} \cdot g = 0,2 \cdot 20\,175 \cdot 9,81 = 39\,585,3 \text{ [N]} \quad (5.41.)$$

$$F_{2/3\,brzd} = \varphi_a \cdot (m_{pv} + m_{cest2/3}) \cdot g = 0,2 \cdot 27\,456 \cdot 9,81 = 53\,868,7 \text{ [N]} \quad (5.42.)$$

$$F_{max\,brzd} = \varphi_a \cdot (m_{pv} + m_{cest\,max}) \cdot g = 0,2 \cdot 30\,016 \cdot 9,81 = 58\,891,4 \text{ [N]} \quad (5.43.)$$

5.3.1.9 Axiální a radiální silová působení pro různé druhy cyklu

V této kapitole přiřadím ke čtyřem druhům jízdy pro můj daný cyklus všechny síly, které se v daném druhu nachází. Jak už bylo řečeno, druhem rozumím buďto rozjezd, jízdu ustálenou rychlostí v přímé trati, jízdu ustálenou rychlostí v oblouku s působícím větrem a brzdění. Axiální síly uvažují zjednodušeně při jízdě v oblouku, kde figuruje síla způsobená jízdou v oblouku a síla od větru působící na bočnici vozu.

Uvažované axiální síly		
Prázdný vůz	Normálně ložený vůz	Maximálně ložený vůz
24 410 N	29 506 N	31 298 N

Tabulka 22 Uvažované axiální síly

Některé radiální síly uvažují ze stejného působíště, ale jsou na sebe navzájem kolmé. Jejich výslednici určím pomocí Pythagorovy věty. Pro ukázkou vypočítám silové působení pro jeden druh jízdy, a to rozjezd, pro všechna tři zatížení. Na vozidlo při rozjezdu působí svislá síla od vlastní tíhy vozidla a její dynamická přírážka, poté vodorovně tažná síla působící při rozjezdu. Další druhy jízd se budou počítat obdobně. Číselně jsou poté napsány v tabulce 23.

$$\begin{aligned} F_{r\,pv\,roz} &= \sqrt{(F_{pv} + F_{pv\,d})^2 + (F_{pv\,roz})^2} \\ &= \sqrt{(197\,926,6 + 39\,585,3)^2 + (39\,585,3)^2} = 240\,788 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (5.44.)$$

$$\begin{aligned} F_{r\,2/3\,roz} &= \sqrt{(F_{2/3} + F_{2/3\,d})^2 + (F_{2/3\,roz})^2} \\ &= \sqrt{(269\,343,4 + 53\,868,7)^2 + (53\,868,7)^2} = 327\,670 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (5.45.)$$

$$\begin{aligned}
 F_{r \max \text{ roz}} &= \sqrt{(F_{\max} + F_{\max d})^2 + (F_{\max \text{ roz}})^2} \\
 &= \sqrt{(294\,457 + 58\,891,4)^2 + (58\,891,4)^2} = 355\,359 \text{ [N]}
 \end{aligned}
 \tag{5.46.}$$

Druh jízdy	Působící síly	Zatížení	[N]
Rozjed	Síla od vlastní tíhy vozidla, dynamická přírážka od tíhy vozidla, tažná síla při rozjezdu	Prázdné vozidlo	240 788
		Normálně ložené vozidlo	327 670
		Maximálně ložené vozidlo	358 222
Jízda ustálenou rychlostí v přímé trati	Síla od vlastní tíhy vozidla, dynamická přírážka od tíhy vozidla, Síla potřebná k jízdě ustálenou rychlostí	Prázdné vozidlo	237 526
		Normálně ložené vozidlo	323 2234
		Maximálně ložené vozidlo	353 359
Jízda ustálenou rychlostí v oblouku	Síla od vlastní tíhy vozidla, dynamická přírážka od tíhy vozidla, síla potřebná k jízdě ustálenou rychlostí, síla od jízdy v oblouku a bočního větru.	Prázdné vozidlo	258 274
		Normálně ložené vozidlo	348 303
		Maximálně ložené vozidlo	379 962
Brzdění	Síla od vlastní tíhy vozidla, dynamická přírážka od tíhy vozidla, brzdná síla	Prázdné vozidlo	240 788
		Normálně ložené vozidlo	327 670
		Maximálně ložené vozidlo	358 222

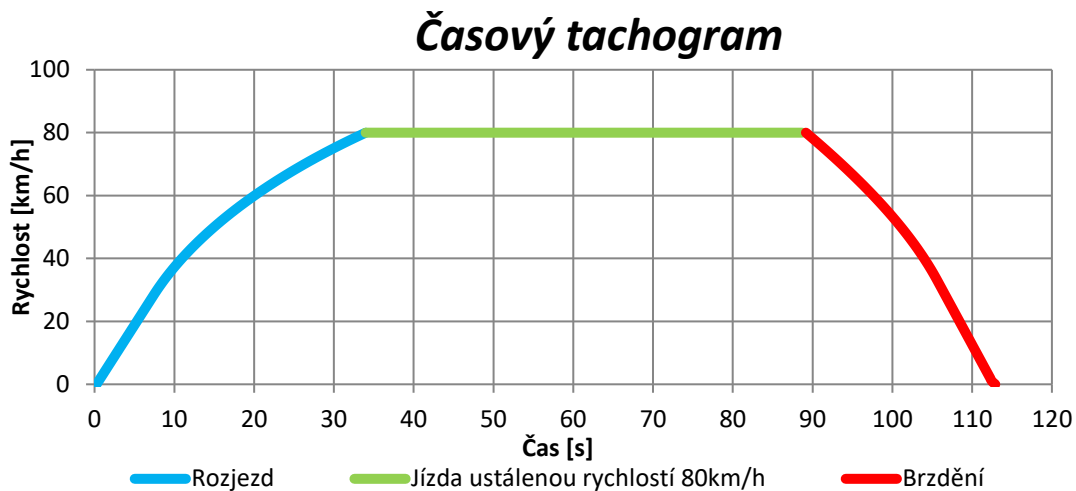
Tabulka 23 – Uvažované radiální síly při různých druzích jízd

5.3.2 Výpočet koeficientů relativní četnosti

Pro správný výpočet zatížení ložisek musím k výše vypočteným silám přiřadit časový koeficient, který mi říká, po jakou dobu daná síla v mém uvažovaném cyklu působí. Těmto časovým údajům se říká koeficienty relativní četnosti α_i a β_i , kde alfa je pro radiální zatížení a beta pro axiální zatížení.

Pro jejich výpočet budeme muset znát podrobněji cyklus a denní provoz navrhovaného vozidla. Již v kapitole 3.4.4 popisují reálnou trať z Rokycan do Příkosic. Vlak vykoná za cestu Rokycany – Příkosice a zpět **16** cyklů, této proměnnou označím písmenem **b** [–]. Denně těchto zpátečních jízd vykoná **13** z toho **2x** pojede kolejový elektrobus prázdný, **8x** normálně ložený a **3x** maximálně ložený. Nazvu tyto hodnoty četnosti zatížení a přiřadím jim proměnnou \check{c}_x [–], kde **x** bude index zatížení.

Dále si podrobněji popíšu časově zvolený cyklus, jako mám v kapitole 3.4.4 dráhový tachogram na obrázku 7, můžu si stejný cyklus rozepsat na ose x do hodnoty času. Výsledek bude následující (viz graf 14).



Graf 14 - Časový tachogram

Časový tachogram udává závislost rychlosti na čase. Z grafu 14 tedy mohou zjistit jakou dobu se při dané tažné síle, respektive zrychlení vozidlo rozjíždí, brzdí anebo jede ustálenou rychlostí. Tyto hodnoty pro navrhovaný cyklus jsou číselně popsány v tabulce 21. Jízdu ustálenou rychlostí jsem časově rozdělil na jízdu v přímé trati a jízdu v oblouku.

<i>Doba působícího druhu jízdy za jeden cyklus</i>	Rozjezd	t_{roz}	34	[s]
	Jízda ustálenou rychlostí v přímé koleji	$t_{přímá}$	22,7	
	Jízda ustálenou rychlostí v oblouku	t_{oblouk}	32	
	Brzdění	t_{brzd}	23,8	
<i>Doba jednoho cyklu</i>		t_{cyklus}	112,5	
<i>Denní doba jízdy</i>		t_{den}	23 400	

Tabulka 24 - Časové údaje jízdy a cyklu

Dále jsem předpokládal, že 10 z těchto jízd bude tramvajové vozidlo provozně obsazené. Ve 3 jízdách bude tramvajové vozidlo maximálně obsazené a v posledních 3 bude tramvajové vozidlo prázdné.

Z těchto předpokladů jízdy kolejového elektrobusu mezi dvěma zastávkami jsem určil hodnotu koeficientů relativní četnosti zatížení α_i a β_i , kde index i je druh jízdy během cyklu. Jsou dány vztahem:

$$\alpha_i = \beta_i = \frac{t_i}{t_{den}} [-] \quad (5.47.)$$

Dále musím tuto hodnotu koeficientů rozpočítat na jednotlivé četnosti zatížení a dostanu tak rozdělení pro každý uvažovaný druh jízdy a jeho různá zatížení. Celkový postup výpočtu je následující, pro názornost provedu výpočet pouze pro rozjezd vozidla, ostatní hodnoty budou uvedené v tabulce 25.

$$\alpha_{roz} = \frac{t_{roz}}{t_{den}} = \frac{34}{23\,400} = 0,0015 [-] \quad (5.48.)$$

$$\alpha_{roz\,pv} = \alpha_{roz} \cdot \check{c}_{pv} \cdot b = 0,0015 \cdot 2 \cdot 16 = 0,0465 [-] \quad (5.49.)$$

$$\alpha_{roz\,2/3} = \alpha_{roz} \cdot \check{c}_{2/3} \cdot b = 0,0015 \cdot 8 \cdot 16 = 0,186 [-] \quad (5.50.)$$

$$\alpha_{roz\,max} = \alpha_{roz} \cdot \check{c}_{max} \cdot b = 0,0015 \cdot 3 \cdot 2 = 0,0697 [-] \quad (5.51.)$$

Koeficienty relativní četnosti		
	α	β
Rozjezd		
Prázdné vozidlo	0,0465	
Normálně zatížené vozidlo	0,1860	
Maximálně zatížené vozidlo	0,0697	
Jízda ustálenou rychlostí v přímé trati		
Prázdné vozidlo	0,0310	
Normálně zatížené vozidlo	0,1242	
Maximálně zatížené vozidlo	0,0466	
Jízda ustálenou rychlostí v oblouku		
Prázdné vozidlo	0,0438	0,0438
Normálně zatížené vozidlo	0,1750	0,1750
Maximálně zatížené vozidlo	0,0656	0,0656
Brzdění		
Prázdné vozidlo	0,0325	
Normálně zatížené vozidlo	0,1302	
Maximálně zatížené vozidlo	0,0488	

Tabulka 25 - Koeficienty relativní četnosti

5.3.3 Ekvivalentní síly v radiálním a axiálním směru

Díky analýze sil a jejich koeficientů relativní četnosti mohou nyní vypočítat ekvivalentní sílu v radiálním a axiálním směru. Ekvivalentní síla v radiálním směru má tuto hodnotu a je dána tímto vztahem:

$$F_r = \sqrt[10/3]{\alpha_i \cdot F_{rix}^3 + \dots + \alpha_n \cdot F_{rnx}^3} = 331\,079 [N] \quad (5.52.)$$

Ekvivalentní axiální síla poté vypadá následovně:

$$F_a = \sqrt[10/3]{\beta_i \cdot F_{aix}^3 + \dots + \beta_n \cdot F_{anx}^3} = 20\,101 [N] \quad (5.53.)$$

Hodnoty ve vztahu 5.52 a 5.53 jsou výsledné ekvivalentní síly všech ložisek kolejevého elektrobuse, pro získání ekvivalentní radiální síly na jednu ložiskovou dvojici vydělím hodnotu ze vztahu 5.54 počtem ložiskových dvojic, které na vozidle uvažuju.

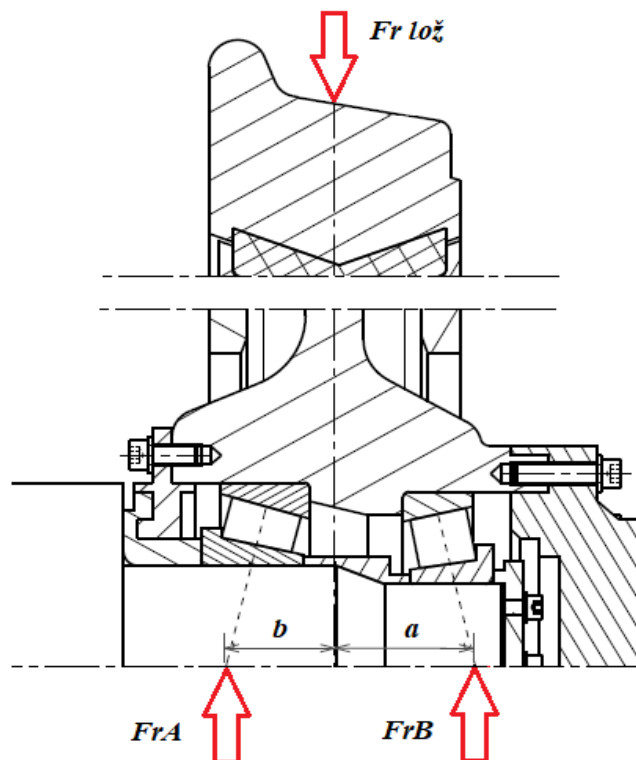
$$F_{r\,lož} = \frac{F_r}{4} = 82\,770 [N] \quad (5.54.)$$

V případě ekvivalentní axiální síly vypočítané ve vztahu 5.53 může tato síla působit i pouze na jedno volně otočné kolo, tedy na jednu ložiskovou dvojici. Ekvivalentní axiální síla na jednu ložiskovou dvojici je následující:

$$F_{a\text{ lož}} = F_a = 20\,101[\text{N}] \quad (5.55.)$$

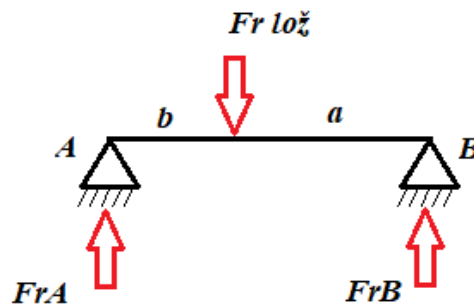
5.3.4 Návrh ložiska

Zvolil jsem kuželíková ložiska, která se vždy montují v páru, a to buďto do „O“ nebo do „X“. Na pár ložisek působí síla ze vztahu 5.54 a 5.55, nicméně ložiska nejsou pod radiální silou rovnoměrně rozmístěna a na obě ložiska působí jiná radiální síla. Rozložení sil a vzdálenost jejich působišť je zřejmé (viz Obrázek 64).



Obrázek 64 – Schéma zatížení kuželíkových ložisek

Uložení každého kola budou tvořit dvě kuželíková ložiska do varianty „O“. Jejich reakce se rozloží do vzdálenost a a b od radiální síly $F_{r\text{ lož}}$. Obrázek 64 si mohu převést na nosník s dvěma podporami a zatěžující radiální silou.



Obrázek 65 - Schéma zatížení kuželíkových ložisek nosník

Pro výpočet reakcí, sil působící na ložisko **A** a **B** využijí rovnic pro momentovou a silovou rovnováhu.

$$\sum F = F_{r\text{ lož}} - F_{rB} - F_{rA} = 0[N] \quad (5.56.)$$

$$M_B = F_{r\text{ lož}} \cdot a - F_{rA} \cdot (a + b) = 0[N] \quad (5.57.)$$

F_{rA} [N] a F_{rB} [N] jsou reakce v ložiskách na radiální sílu a $a = 90 \text{ mm}$, $b = 50 \text{ mm}$ vzdálenosti od radiální síly. Po vyjádření jsou radiální síly v reakcích, tedy v ložiskách následující $F_{rA} = 50\,935$ [N] a $F_{rB} = 31\,834$ [N].

V případě použití kuželíkových ložisek musím také počítat s přídatnou axiální silou, která vzniká rozkladem radiální síly, která na ložisko sice působí ve svislé rovině, ale jelikož jsou tělíska nakloněna o určitý úhel, promítne se tato síla i do axiálního směru. Postup výpočtu této přídatné axiální síly je možné dohledat ve strojnických tabulkách nebo u výrobců ložisek. Při výpočtu musí být splněny následující podmínky

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B} \Rightarrow \frac{50\,935}{1,4} > \frac{31\,834}{1,4} \Rightarrow 36\,382 > 22\,739[N] \quad (5.58.)$$

Kde Y_A a Y_B jsou konstanty udávané výrobcem ložisek a jsou napsány v tabulce 26. F_{rA} [N] a F_{rB} [N] jsou reakce v ložiskách na radiální sílu.

Další podmínkou je splnění následujícího vztahu:

$$\begin{aligned} F_{A\text{ lož}} > 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right) &\Rightarrow 20\,101 > 0,5 \cdot (36\,382 - 22\,739) \\ &\Rightarrow 20\,101 > 6822[N] \end{aligned} \quad (5.59.)$$

Pokud jsou obě tyto podmínky splněny, ložisko **A** a **B** jsou zatěžovány těmito axiálními silami:

$$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot F_{rB}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 31\,834}{1,4} = 11\,369[N] \quad (5.60.)$$

$$F_{aA} = F_{A\text{ lož}} + F_{aB} = 20\,101 + 11\,369 = 31\,471[N] \quad (5.61.)$$

Nyní zbývá vypočítat ekvivalentní dynamické zatížení, značím ho P [N] a potřebuji ho k vypočítání dynamické únosnosti k zjištění trvanlivosti ložiska. Tento postup je také popsán ve strojnických tabulkách nebo u výrobců ložisek. Při výpočtu provádím následující porovnání:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} < e_A \Rightarrow \frac{31\,471}{50\,935} < 0,44 \Rightarrow 0,618 < 0,44[N] \quad (5.62.)$$

e_A je konstanta udávaná výrobcem ložisek (viz tabulka 26). Podmínka ve vztahu 5.62 není splněna. V tom případě bude ekvivalentní dynamické zatížení pro ložisko P_A [N] vypočítáno následujícím vztahem:

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + Y_A \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 50\,935 + 1,4 \cdot 31\,471 = 64\,433[N] \quad (5.63.)$$

Obdobně se vypočte ekvivalentní dynamické zatížení pro ložisko **B**.

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} < e_B \Rightarrow \frac{11\,369}{31\,834} < 0,3 \Rightarrow 0,357 < 0,3[N] \quad (5.64.)$$

$$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + Y_B \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 31\,834 + 1,4 \cdot 11\,369 = 31\,835[N] \quad (5.65.)$$

Zbývá tedy poslední krok, výběr správných ložisek a jejich trvanlivost. Při volbě vhodného ložiska budu postupovat následovně. Zvolím si vzdálenost, kterou chci, aby ložisko bez poruchy urazilo. Z této vzdálenosti vypočítám požadovanou dynamickou únosnost pro dané ložisko a podle této hodnoty najdu vhodné ložisko pro navrhovaný kolejové elektrobus. Požadovaná vzdálenost je $L_S = 1,5 \cdot 10^9 [m]$. Tuto vzdálenost nyní převedu na otáčky kola:

$$L_N = \frac{L_S}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{1,5 \cdot 10^9}{2 \cdot \pi \cdot 0,425} = 561,7[10^6 \text{ot}] \quad (5.66.)$$

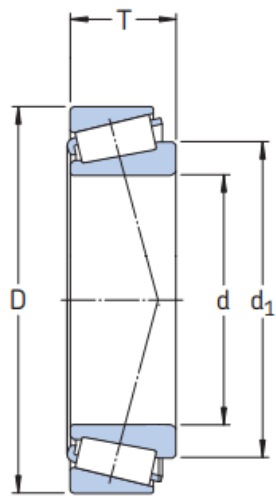
Požadovaná dynamická únosnost ložiska **A** a **B** je:

$$C_A = P_A \cdot L_N^{\frac{3}{10}} = 64\,433 \cdot 561,7^{\frac{3}{10}} = 430\,491 = 430[kN] \quad (5.67.)$$

$$C_B = P_B \cdot L_N^{\frac{3}{10}} = 31\,835 \cdot 561,7^{\frac{3}{10}} = 212\,694 = 213[kN] \quad (5.68.)$$

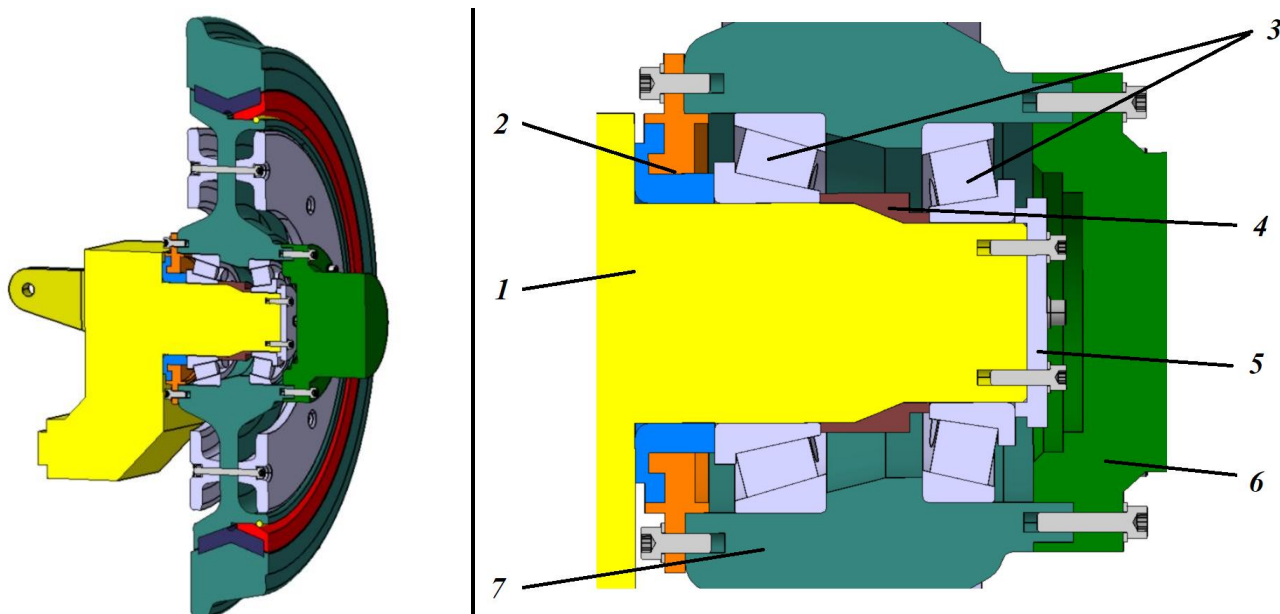
V následující tabulce jsou vypsané hodnoty pro každé z obou navrhovaných ložisek. Důležitá je hodnota $C [kN]$, která musí být větší než hodnoty ve vztazích 5.67 a 5.68 ke každému příslušnému ložisku. Zvolená ložiska tuto podmínku splňují.

Parametry ložisek					
A			B		
d	110	mm	d	100	mm
D	200	mm	D	150	mm
d_1	151	mm	d_1	122	mm
T	53	mm	T	39	mm
C	433	kN	C	234	kN
Co	630	kN	Co	400	kN
Pu	67	kN	Pu	41,5	kN
e	0,44	-	e	0,3	-
Y	1,4	-	Y	1,4	-
Yo	0,8	-	Yo	1,1	-



Tabulka 26 -Parametry ložisek

Model ložisek a uložení bude vypadat následovně:



1) Čep nápravnice 2) Labyrintové těsnění 3) Ložiska 4) Kroužek 5) Víko 6) Spojka 7) Náboj kola

Obrázek 66 - Uložení ložisek

Přes ložiska je na nápravnici uloženo volně otočné kolo. Od strany nápravnice je prostor utěsněn labyrintovým těsněním, následuje první ložisko, které je od druhého ložiska vymezeno kroužkem a druhé ložisko je poté zajištěno víkem, které je našroubováno na nápravnici. Spojka, která je součástí kloubové hřídele pohonu, je našroubována na náboj volně otočného kola.

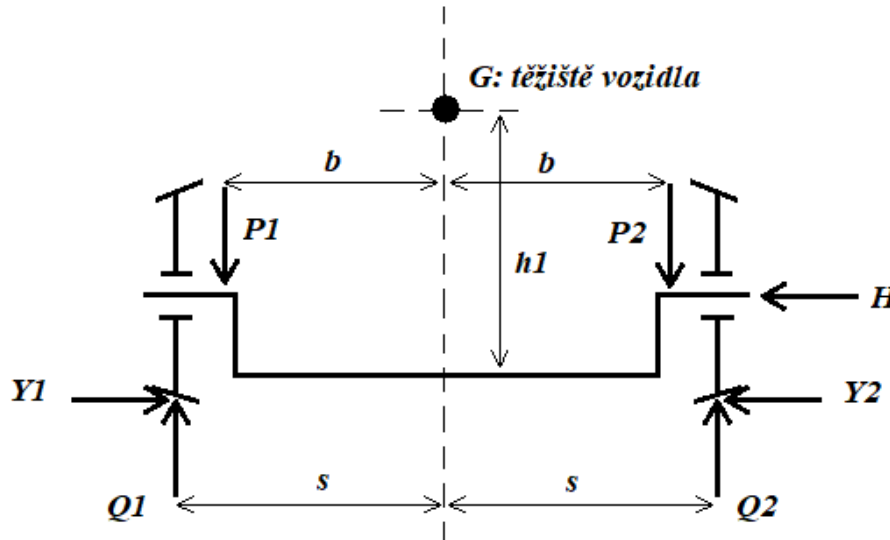
5.3.5 Porovnání vypočítaných ekvivalentních sil s normou ČSN EN 13104

Pro porovnání a jako určitou kontrolu vypočtených ekvivalentních sil ze vztahu 5.54 a 5.55 využiji normu ČSN EN 13104, která udává výpočet sil působících na nápravu pro standardní dvojkolí. V mém případě, kdy uvažuji nápravnici s volně otočnými koly bude schéma působících sil a zohledňující danou normu vypadat následovně (viz Obrázek 67). Uvažované síly jsou popsány v následující tabulce:

Síla	Jednotka	Popis
Y_1	N	Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice na přitížené straně
Y_2	N	Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice na odlehčené straně
P_1	N	Svislá síla působící na prim. vypružení na přitížené straně nápravnice
P_2	N	Svislá síla působící na prim. vypružení na odlehčené straně nápravnice
H	N	Příčná síla jako rozdíl sil $Y_1 - Y_2$
Q_1	N	Síla svislé reakce na kolo umístěné na straně přitíženého čepu
Q_2	N	Síla svislé reakce na kolo umístěné na straně odlehčeného čepu

Tabulka 27 - Uvažované působící síly

Z tabulky 27. budu sledovat právě hodnoty Y a Q , tedy jakýsi ekvivalent k ekvivalentní axiální a radiální síle. Tyto hodnoty porovnam a určím, jak se liší hodnoty dané normou pro výpočet nápravy a hodnoty v mém výpočtu ložisek v kapitole 5.3.



Obrázek 67 - Schéma působících sil na nápravnici (upraveno dle ČSN EN 13103)

K výpočtu ještě potřebuji znát rozměrové hodnoty (viz Obrázek 67), jejichž rozměry jsou následující $b = 700 \text{ mm}$ příčná rozteč primárního vypružení, $h_1 = 1250 \text{ mm}$ výška těžiště nad nápravnicí, $2s = 1500 \text{ mm}$ vzdálenost styčných kružnic, $R = 425 \text{ mm}$ poloměr kola a hmotnostní parametr $m_1 [\text{kg}]$ který stanovím z následujícího vztahu:

$$m_1 = \frac{m_{v2/3} - m_{neodp}}{2} = \frac{27\,456 - 2400}{2} = 12\,528 \text{ kg} \quad (5.69.)$$

Zde $m_{v2/3}$ je hmotnost normálně loženého vozidla (tabulka 11) a $m_{neodp} = 2400 \text{ kg}$ hmotnost neodpružených hmot kol a nápravnic.

Výpočet svislých sil působících na primární vypružení je následující:

$$P_1 = \left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g = \quad (5.70.)$$

$$\left(0,625 + 0,0875 \cdot \frac{1\,250}{700}\right) \cdot 12\,528 \cdot 9,81 = 98\,319[\text{N}]$$

$$P_2 = \left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{h_1}{b}\right) \cdot m_1 \cdot g = \quad (5.71.)$$

$$\left(0,625 - 0,0875 \cdot \frac{1\,250}{700}\right) \cdot 12\,528 \cdot 9,81 = 55\,305[\text{N}]$$

Vodorovná příčná síla kolmá na osu kolejnice je stanovena jako:

$$Y_1 = 0,35 \cdot m_1 \cdot g = 0,35 \cdot 12\,528 \cdot 9,81 = 43\,015[\text{N}] \quad (5.72.)$$

$$Y_2 = 0,175 \cdot m_1 \cdot g = 0,175 \cdot 12\,528 \cdot 9,81 = 21\,507[\text{N}] \quad (5.73.)$$

Síla svislé reakce na kolo je poté dána vztahem:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{1}{2s} [P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b - s) + (Y_1 + Y_2) \cdot R] = \\ \frac{1}{1500} [98\,319 \cdot (700 + 750) - 55\,305 \cdot (700 - 750) + (43\,015 + 21\,507) \cdot 425] & \quad (5.74.) \\ &= 100\,112[N] \end{aligned}$$

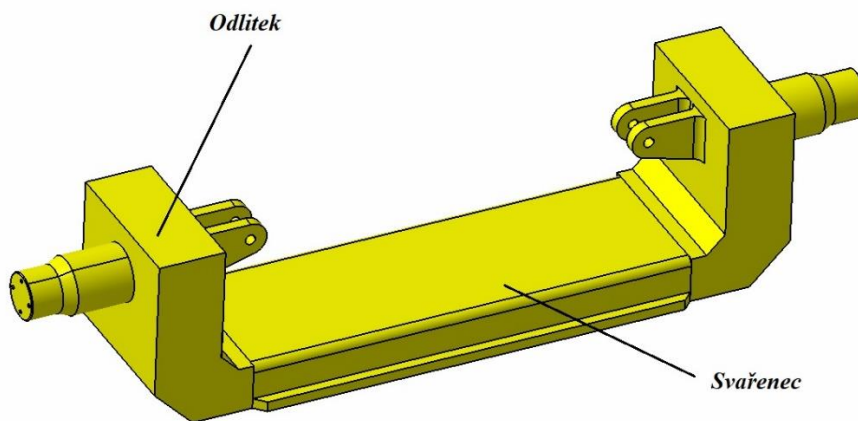
$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{1}{2s} [P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b + s) - (Y_1 + Y_2) \cdot R] = \\ \frac{1}{1500} [98\,319 \cdot (700 + 750) - 55\,305 \cdot (700 - 750) - (43\,015 + 21\,507) \cdot 425] & \quad (5.75.) \\ &= 87\,924[N] \end{aligned}$$

Ekvivalentní axiální síla vypočtená v kapitole 5.3 o hodnotě $F_{a\text{ lož}} = F_a = 20\,101\,N$, je menší než porovnávací síly, spočtené dle normy ČSN EN 13 103 ve vztazích 5.72 a 5.73 $Y_1 = 43\,015\,N$ a $Y_2 = 21\,507\,N$. Nicméně tyto síly nepůsobí na vozidlo celou dobu jeho jízdy. Při jízdě v přímém úseku trati jsou axiální síly minimální, naopak při jízdě v oblouku nabývají větších hodnot. Právě toto respektuje výpočet ekvivalentních sil, kdy zohledňuje i časové působení dané síly při zvoleném cyklu jízdy vozu. Lze tedy říct, že ekvivalentní axiální síla vypočtená v kapitole 5.3 F_a je platná a může být použita pro výpočet ložiska.

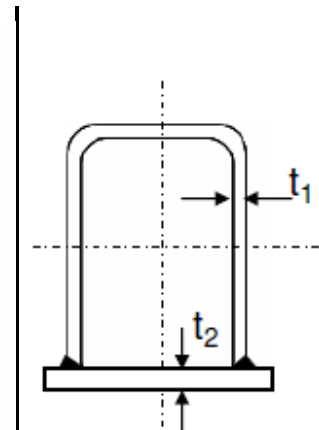
Co se týče svislé hodnoty působící na ložisko, radiální směr, byla hodnota ekvivalentní radiální síly na jedno ložisko vypočtená v kapitole 5.3 $F_{r\text{ lož}} = 82\,770\,N$. Svislá, radiální síla podle ČSN EN 13 103 nabývá následujících hodnot $Q_1 = 100\,112\,N$ a $Q_2 = 87\,924\,N$. Tyto síly nabývají větších hodnot než vypočítaná ekvivalentní radiální síla. Nicméně výpočet pro ekvivalentní radiální sílu zohledňuje i četnost různého zatížení vozidla. Nezohledňuje jenom jedno zatížení, jako je tomu u výpočtu dle normy, kde jsem uvažoval výpočet pro normálně ložený vůz $m_{v\,2/3}$, ale zohledňuje všechna 3 uvažovaná zatížení jako prázdný vůz, normálně ložený vůz a maximálně ložený vůz. I zde mohu říct, že ekvivalentní radiální síla na jedno ložisko $F_{r\text{ lož}}$, uvažovaná pro výpočet ložisek, může být použita.

5.4 Nápravnice

Nápravnice bude složena ze tří dílů. Dva ze třech zmiňovaných jsou odlitky stejné velikosti, na kterých se nachází čep pro uložení volně otočných kol. Tento čep je dále obroben do požadovaných průměrů ložisek. Na horní ploše odlitku bude spočívat primární vypružení. Tyto odlitky jsou spojeny svařencem svařeným z požadovaných plechů. Dohromady pak tyto tři díly tvoří nápravnici (viz Obrázek 68).

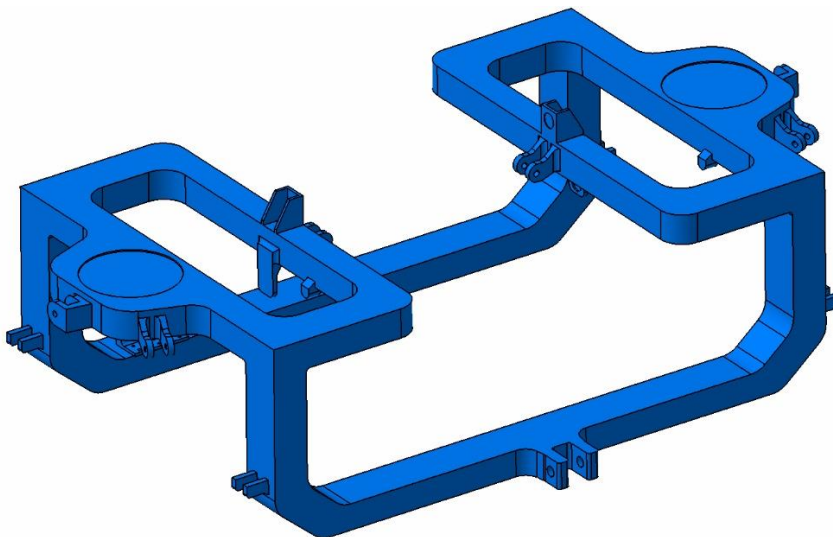


Obrázek 68 - Nápravnice

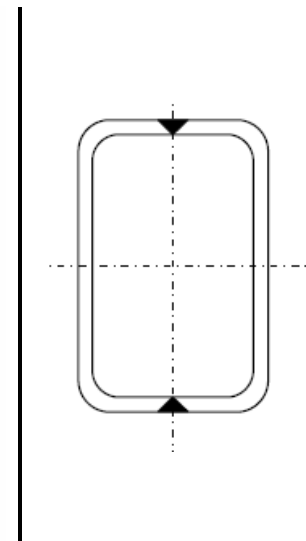


Obrázek 69 - Svařenec

5.5 Rám



Obrázek 70 - Rám podvozku



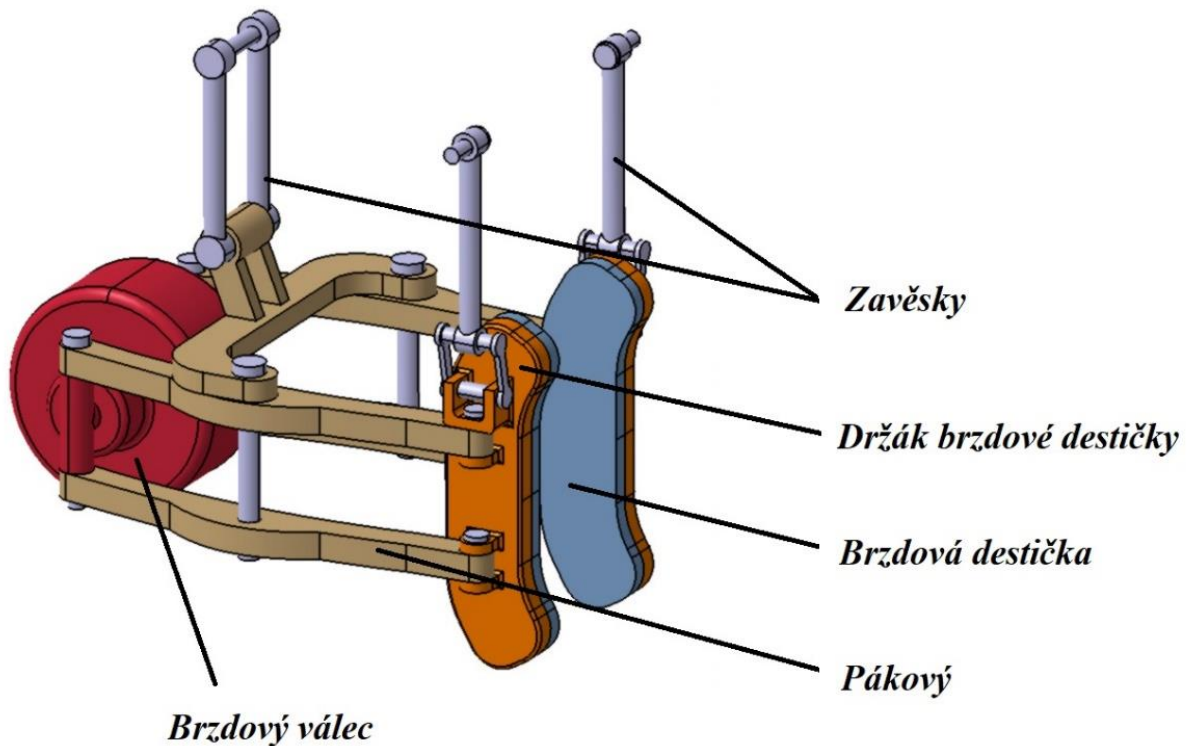
Rám podvozku (Obrázek 70) je tuhá konstrukce tvořena ze svařovaných ocelových plechů nebo profilů. Rám je uložen na nápravnici pomocí primárního vypružení. Spojení mezi skříní vozidla a rámem je poté zajištěno sekundárním vypružením.

Na Obrázku 70. lze vidět několik konzolí pro zavěšení nebo ukotvení prvků podvozku jako jsou tlumiče, torzní stabilizátory, nebo tažné ojnice.

Náplní práce byla studie trakčního podvozku a koncepční návrh. Nápravnice a rám nejsou optimalizovány pevnostním výpočtem. Při podrobnějším řešení by bylo dobré tyto části podvozku podrobit MKP analýze.

5.6 Brzdová soustava

Většinu času bude kolejový elektrobus brzdit pomocí elektrodynamické brzdy. V nízkých rychlostech ovšem tato brzda ztrácí účinek, proto je nutné využít mechanické brzdy, pro dobrzdění a následné udržení vozidla v klidu. Pro tuto potřebu využijí kotoučové brzdy, kdy jak už bylo zmíněno, bude brzdový kotouč upevněn na volně otočném kole, a brzdová jednotka kotoučové brzdy od firmy DAKO bude zavěšena na rám podvozku.

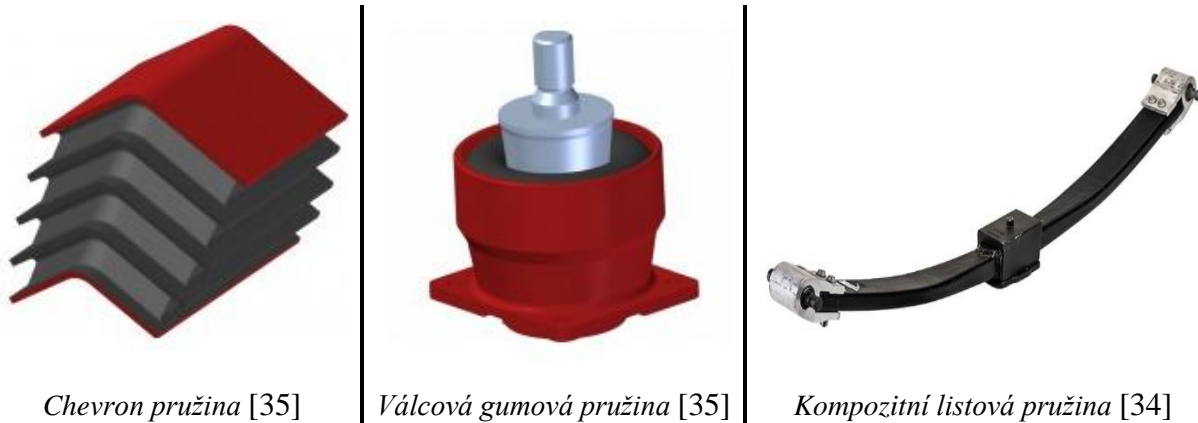


Obrázek 71 - Brzdová jednotka kotoučové brzdy

5.7 Pružící prvky

5.7.1 Primární vypružení

Na místo primárního vypružení jsem uvažoval několik možností, jaký prvek vypružení využiji. Jednalo by se buďto o pryžokovové pružiny typu Chevron, kuželovité pryžokovové pružiny, nebo kompozitní listovou pružinu.



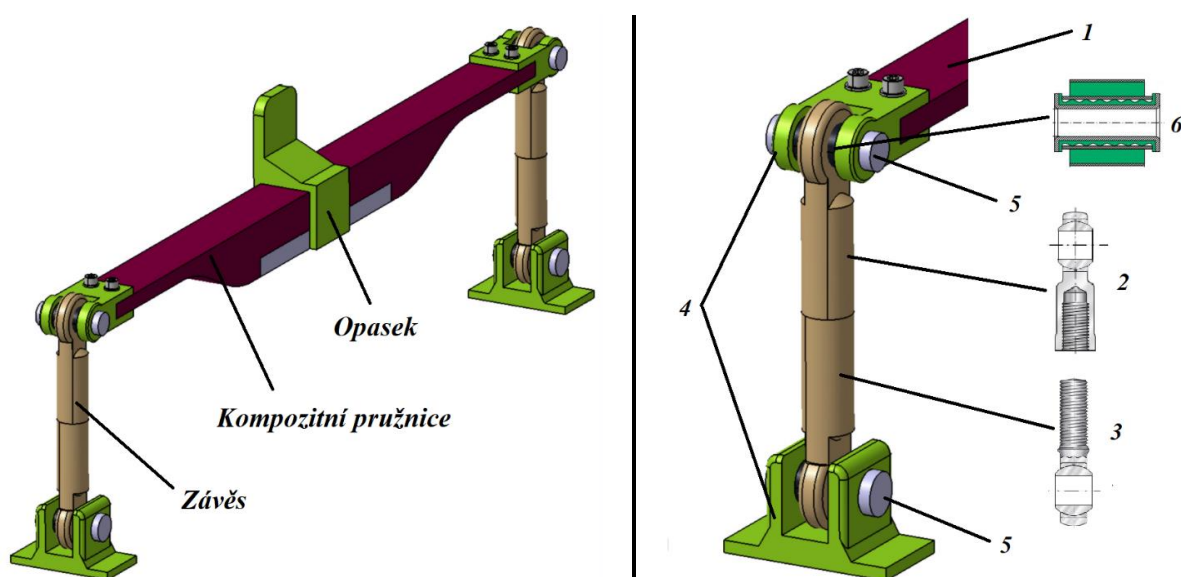
Chevron pružina [35]

Válcová gumová pružina [35]

Kompozitní listová pružina [34]

Obrázek 72 - Typy pružin

Co se týče zástavby, nemohu umístit primární vypružení za volně otočná kola, neboť v místě před volně otočným kolem tento prostor zabírá pohonné ústrojí, tedy motor. Pružiny typu Chevron měly širší zástavbový prostor, a tudíž by jejich příčná tuhost nebyla příliš dostačující, respektive vzdálenost pružin ke středu podvozku by byla příliš krátká. Kuželovité pružiny by tento problém neměly, ale jejich zástavba mezi nápravnicí a rámem by omezovala některá další konstrukční řešení, která jsem pro jednonápravový podvozek uvažoval. Proto jsem zvolil možnost kompozitní listové pružiny.



1) Kompozitní pružnice 2) Tyč s okem a závitem 3) Tyč s okem a závěťovou tyčí 4) Silentblok 5) Úchyt 6) Čep

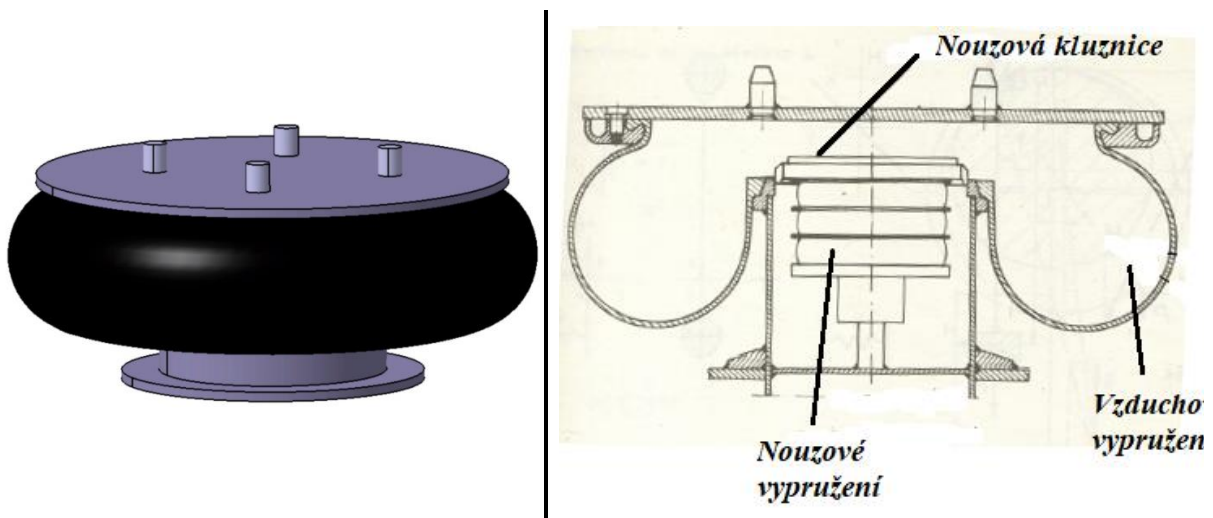
Obrázek 73 - Primární vypružení

Primární vypružení je řešeno pomocí kompozitní pružnice, která je uložena na odlitku nápravnice (Obrázek 68). Spojení pružnice a rámu podvozku je konstruováno pomocí závěsu (viz Obrázek 73). Závěs bude plnit prvek příčného vypružení a umožní tak rejdivnost nápravnice s volně otočnými koly.

V případě výroby kompozitní pružiny odpovídající mým požadavkům se mohou obrátit na firmu Mubea, která se mimo jiné ve své nabídce zabývá právě výrobou listových pružin z kompozitu. Při výpočtu s reálnými parametry v kapitole 3.6 a 6. budu uvažovat stejnou hodnotu tuhosti, jako je tomu u výpočtové hodnoty a tedy $k_{1,1} = k_{1,1r} = 1068 \text{ N/mm}$

5.7.2 Sekundární vypružení

Jako prvek druhotného vypružení využiji vzduchovou membránovou pružinu, tato vzduchová pružina bude uchycena na rámu podvozku a na ní bude ležet skříň vozidla. Bude zajišťovat jak svislé, tak příčné vypružení a umožní natáčení podvozku vůči skříni vozu. Do vzduchové pružiny se paralelně ke vzduchovému vypružení přidá nouzová pružina, která bude fungovat jako nouzové vypružení v případě nefunkčnosti vzduchového vypružení.



Obrázek 74 - Membránová pružina

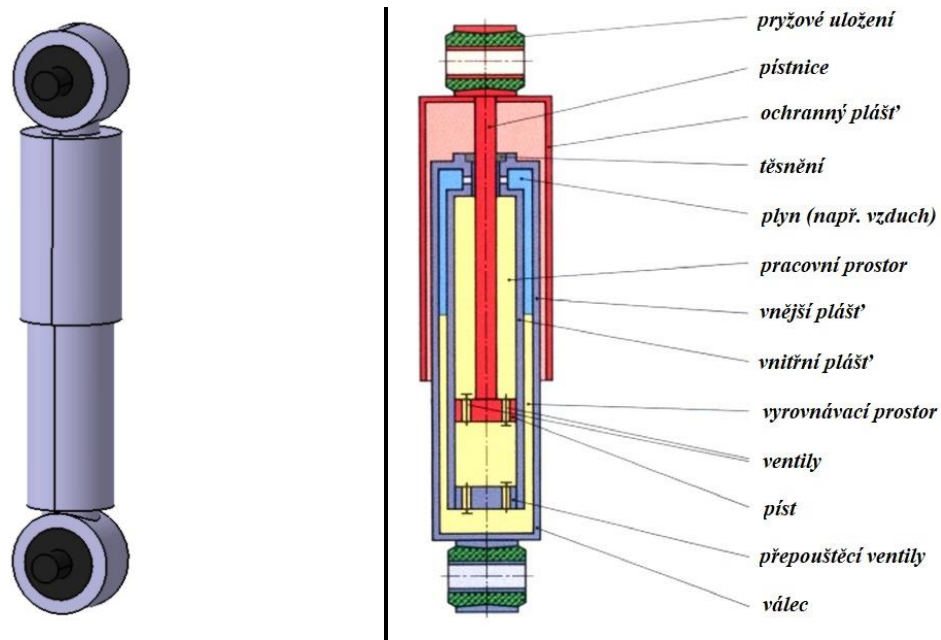
Reálné hodnoty a parametry zvolené membránové pružiny dle katalogu firmy Bridgestone jsou napsány v tabulce 28. Pro výpočetní část vlastních tlumených frekvencí jak pro model v kapitole 3.6, tak pro model v softwaru Simpack kapitola 6. uvažuji svislou tuhost $k_{2,1r} = 425 \text{ N/mm}$ a příčnou tuhost $k_{p2,1r} = 150 \text{ N/mm}$.

Maximální svislé zatížení [kN]	Průměr max [mm]	Vodorovná výchylka max [mm]	Svislá statická tuhost [N/mm]	Příčná dynamická tuhost [N/mm]
50 ÷ 135	580	120	120 ÷ 550	50 ÷ 250

Tabulka 28 - Hodnoty sekundárního vypružení

5.7.3 Svislé tlumiče

Tlumiče slouží k tlumení kmitů vypružení a tím zabraňují rezonanci. Fyzikálně odvádějí energii z pružících prvků. V mém případě využiji tlumiče nejen pro tlumení svislých kmitů, ale také pro vrcení podvozku.



Obrázek 75 - Hydraulický teleskopický tlumič [37]

Budu využívat hydraulických teleskopických tlumičů (viz Obrázek 75). V pracovním prostoru se nachází pouze kapalina. Ventily slouží jako zdroje tlumící síly. Kvůli vstupování pístnice do pracovního prostoru se zvětšuje objem, proto musíme přebytečnou kapalinu přes přepouštěcí ventily, které kladou malý hydraulický odpor, odvádět do vyrovnávacího prostoru. Parametry pro svislé tlumení jsou v tabulce 29.

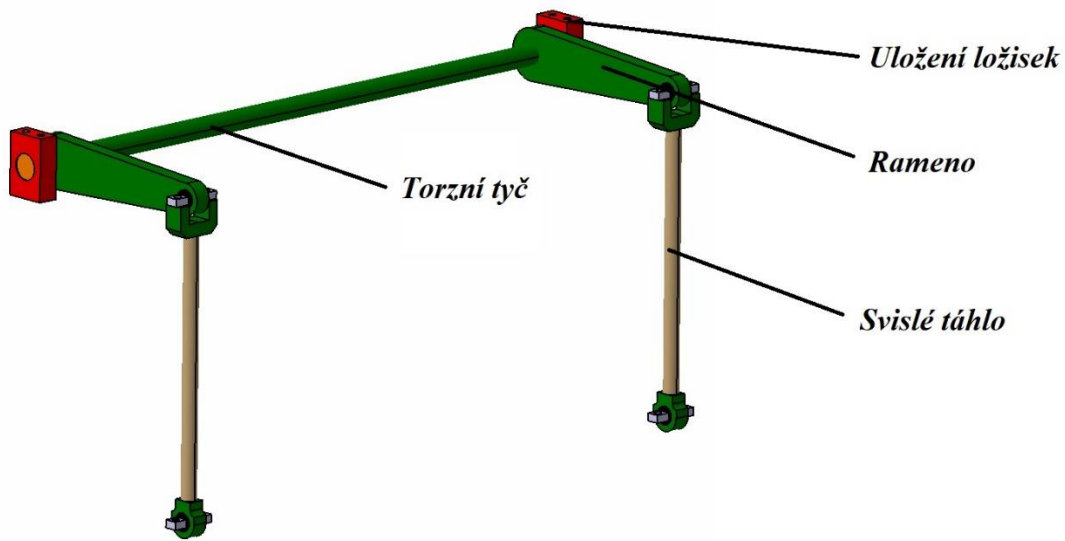
<i>Tlumič v primárním stupni</i>	25 000	N/ms
<i>Tlumič v sekundárním stupni</i>	40 000	N/ms

Tabulka 29 - Parametry svislých tlumičů

5.7.4 Torzní stabilizátor naklápění podvozku

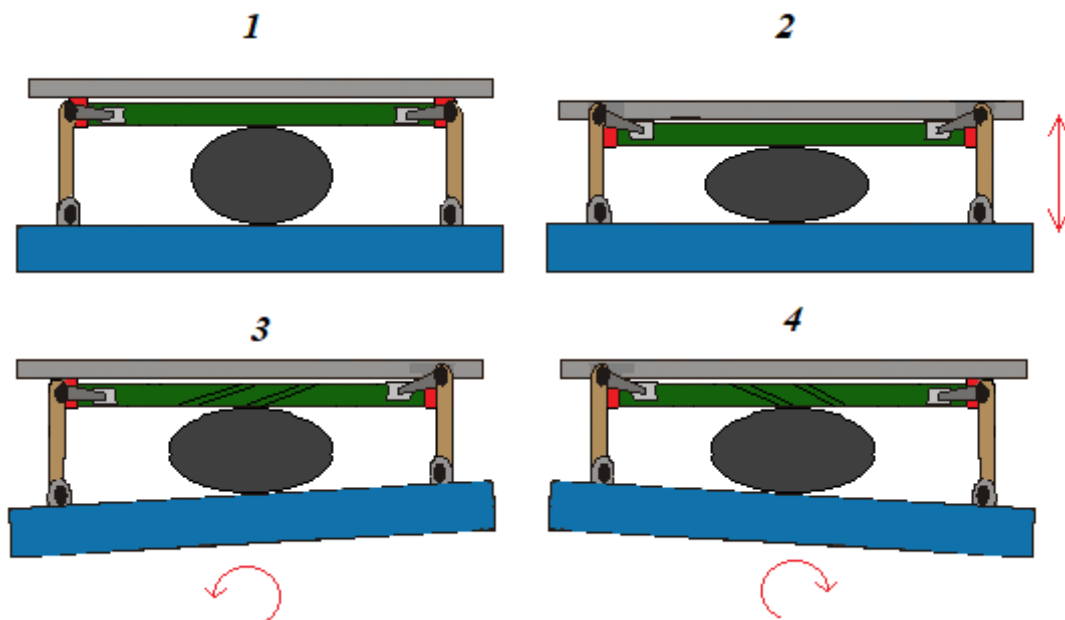
5.7.4.1 Funkce torzního stabilizátoru

U jedonápravového podvozku uvažuji sekundární vypružení pomocí dvou vzduchových pružin, které jsou umístěny ve středu podvozku. Rám bude mít tendenci natáčet se díky momentu od motoru při rozjezdu nebo brzdění kolem příčné osy. Samotná vzduchová pružina má také určitou hodnotu úhlové tuhosti, kterou ovšem výrobce v katalogu neuvádí. Proto využiji torzního stabilizátoru ke zvýšení úhlové tuhosti kolem příčné osy podvozku. Torzní stabilizátor bude skládaný a jeho části jsou popsány v Obrázku 76.



Obrázek 76 – Torzní stabilizátor

Na Obrázku 77 ukáží funkci torzního stabilizátoru. Šedě je zde rám skříně, na který jsou připevněny červená ložiska torzního stabilizátoru. Zelený torzní stabilizátor je přes ramena a svislá táhla připevněn k modrému rámu podvozku. V části 1 a 2 vidíme, že se při svislých výchylkách torzní tyč pouze protočí v ložiskách, torzní stabilizátor nijak nebrání svislým pohybům skříně vozidla a rámu. Pokud se ale rám podvozku část 3 a 4 začne naklápět kolem příčné osy, vznikne výškový rozdíl mezi táhly, torzní tyč se začne zkrucovat a vrací rám podvozku do vodorovné polohy.



Obrázek 77 – Funkce torzního stabilizátoru rámu [45]

5.7.4.2 Výpočet úhlové tuhosti stabilizátoru

Hledaný parametr při naklopení bude úhel, o který se rám naklopí při působení momentu od motoru (viz graf 11). Tento moment bude mít tedy hodnotu $M_{mot} = 3100 \text{ Nm}$. Při tomto momentu bude požadované naklopení rámu $\beta = 3^\circ$. Díky těmto parametrům zjistím, jaká má být úhlová tuhost torzního stabilizátoru, aby byl splněn požadavek na naklopení o požadovaný úhel při daném momentu. Požadovanou tuhost získám z následujícího vztahu:

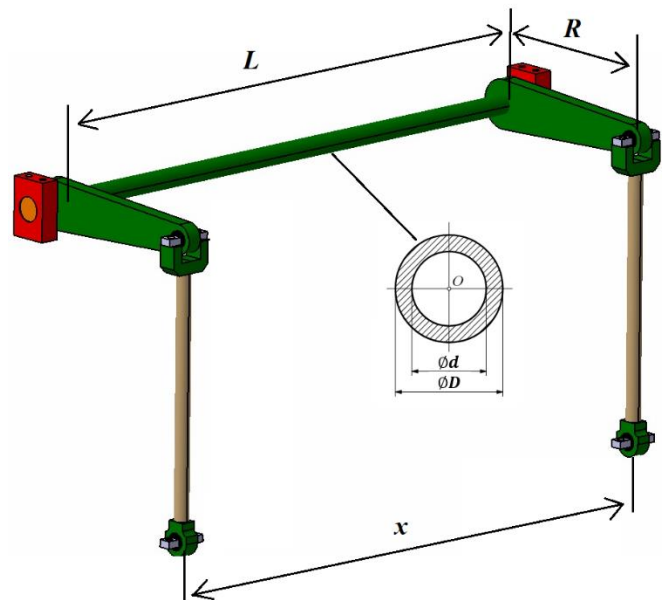
$$k_{ts \text{ pož}} = \frac{M_{mot}}{\beta \cdot \frac{\pi}{180}} = \frac{3100}{3 \cdot \frac{\pi}{180}} = 59206 \text{ [Nm/rad]} \quad (5.76.)$$

Při návrhu samotného torzního stabilizátoru je důležité znát několik parametrů. Tyto parametry jsou vypsány v tabulce 30.

<i>Vnitřní průměr torzního stabilizátoru</i>	<i>d</i>	28 [mm]
<i>Vnější průměr torzního stabilizátoru</i>	<i>D</i>	35 [mm]
<i>Délka ramena torzního stabilizátoru</i>	<i>R</i>	365 [mm]
<i>Délka torzního stabilizátoru</i>	<i>L</i>	1 200 [mm]
<i>Délka uložení torzního stabilizátoru</i>	<i>x</i>	1 200 [mm]
<i>Modul pružnosti ve smyku</i>	<i>G</i>	81 000 [Mpa]

Tabulka 30 - Parametry torzního stabilizátoru

Tyč torzního stabilizátoru, která bude zkrucována, má kruhový dutý profil (viz Obrázek 78). Délkové rozměry jsou pak voleny tak, aby vyhovovaly pro zástavbu na podvozek a skříň vozidla. Délku svislých táhel jsem pak volil co nejdelší. Na úhlovou tuhost torzního stabilizátoru nemá délka těchto táhel vliv, ale může ovlivňovat vrčení rámu, tedy natáčení kolem svislé osy. Čím delší budou svislá táhla, menší bude odpor proti natáčení rámu. Úhlová torzní tuhost stabilizátoru pro kruhový dutý profil je dána vztahem 5.77.



Obrázek 78 - Parametry torzního stabilizátoru

$$k_{ts} = \frac{x^2 \cdot G \cdot \pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot L \cdot R^2} = \frac{1200^2 \cdot 81000 \cdot \pi \cdot (35^4 - 28^4)}{32 \cdot 1200 \cdot 365^2} = 63279 \text{ Nm/rad} \quad (5.77.)$$

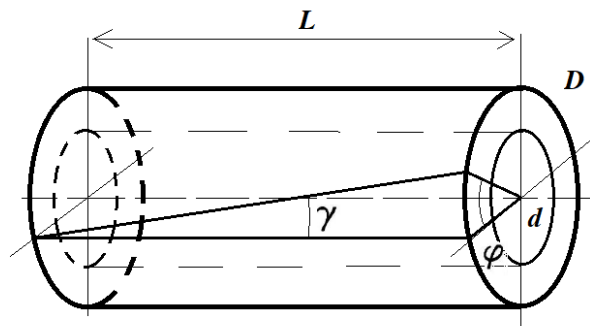
Vypočtená úhlová tuhost torzního stabilizátoru ze vztahu 5.77, je ve srovnání s požadovanou tuhostí o něco vyšší $59\,206 \cong 63\,279 \text{ Nm/rad}$. Naklápění rámu kolem příčné osy bude tedy dosahovat při daném momentu 3100 N/m menšího úhlu, než byly zvolené 3° . Nicméně bude to jen desetina stupně, a tak zvolené parametry vyhovují.

Dále vypočítám namáhání torzního stabilizátoru. Maximální úhel naklonění rámu je dáno nárazkami a bude se moc naklopit maximálně o $\beta_{\max} = 3,5^\circ$. Následně mohu vypočítat výchylku ramene torzního stabilizátoru z_r [mm]

$$\tan \beta_{\max} = \frac{z_r}{L} \Rightarrow z_r = \tan \beta_{\max} \cdot L = \tan 3,5 \cdot 1\,200 = 73,4 \text{ mm} \quad (5.78.)$$

Úhel, o který se natočí rameno oproti rovnovážné poloze, je také zkrut torní tyče. Budu jej značit φ [°] a jeho výpočet je následující:

$$\sin \varphi = \frac{z_r}{R} = \frac{73,4}{365} = 0,2 \text{ rad} \Rightarrow 11,5^\circ \quad (5.79.)$$



Obrázek 79 - Zkos a zkroucení torzní tyče

Zkos, tedy poměrné posunutí povrchového vlákna platí vztah:

$$\gamma = \frac{\varphi \cdot r}{L} = \frac{\varphi \cdot \frac{D}{2}}{L} = \frac{11,5 \cdot \frac{35}{2}}{1\,200} = 0,16^\circ \quad (5.80.)$$

Díky zkosu poté dokážu zjistit napětí v křutu torzní tyče, které je:

$$\tau_k = \gamma \cdot G = 0,072 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 81\,000 = 226,2 \text{ N/mm}^2 \quad (5.81.)$$

Pro výrobu torzní tyče použiji materiál 13 270, křemíková pružinová ocel, jejíž mez kluzu je $R_e = 630 \text{ MPa}$. Dovolené napětí poté stanovím jako polovinu meze kluzu materiálu. Bezpečnost je pak dána jako:

$$k = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_k} = \frac{\frac{R_e}{2}}{\sigma_k} = \frac{\frac{630}{2}}{226,2} = 1,4 \quad (5.82.)$$

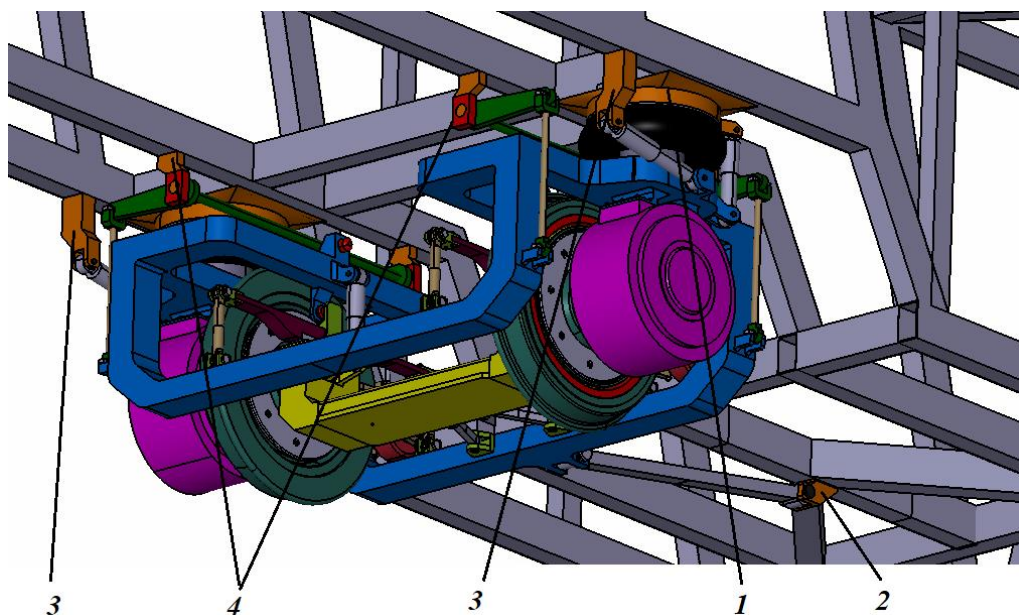
Hodnota bezpečnosti $k = 1,4$.

5.8 Zástavba podvozku do hrubé stavby skříně

Podvozek je připojen k rámu vozu (viz Obrázek 80) pomocí několika prvků. Celá skříň vozu leží na čtyřech vzduchových pružinách vzduchového vypružení. To je spolu se sekundárním tlumičem připevněno k rámu vozu. Dále jsou zde konzoly pro uchycení tlačně tažné tyče, která přenáší podélné síly na skříň vozidla, konzoly uchycení tlumičů vrcení a torzního stabilizátoru. Tyto prvky (oranžová barva) a jejich umístění lze vidět na Obrázku 81. Dále byl také vypracován výkres zástavby podvozku do rámu vozu (viz příloha 2).



Obrázek 80 – Střední rám vozu s podvozky

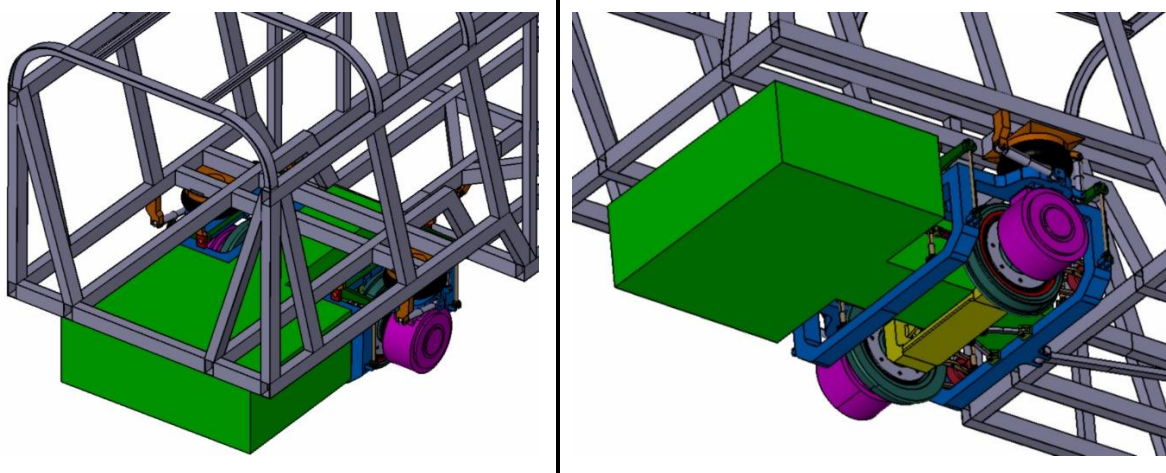


- 1) Uložení sekundárního vypružení a tlumiče 2) Konzola pro tlačně tažnou tyč 3) Konzoly tlumiče vrcení 4) Konzoly torzního stabilizátoru

Obrázek 81 - Zástavba podvozku do rámu vozu

5.9 Umístění bateriového power packu, 100 % nízkopodlažnost

Jak už bylo zmíněno v kapitolách 3.4 a 5.1.2, kolejový elektrobus bude poháněn elektrickou energií, a to z bateriových modulů umístěných do bateriového power packu. Tyto moduly při svých parametrech zaberou značné množství prostoru. Na Obrázku 83 je zobrazen prostor (zelená barva), pro který uvažují možné umístění bateriového power packu.



Obrázek 82 - Umístění bateriového power packu

Řešení reálné podoby a rozměrů bateriového power packu nebylo v zadání práce, dále by tedy musely být ještě detailně navrženy. Nutné je vyhodnotit umístění dalších komponentů potřebných k chodu podvozku a celého vozu, jako jsou například další části vzduchového vypružení, nebo jednoduchý přístup k bateriovým modulům.

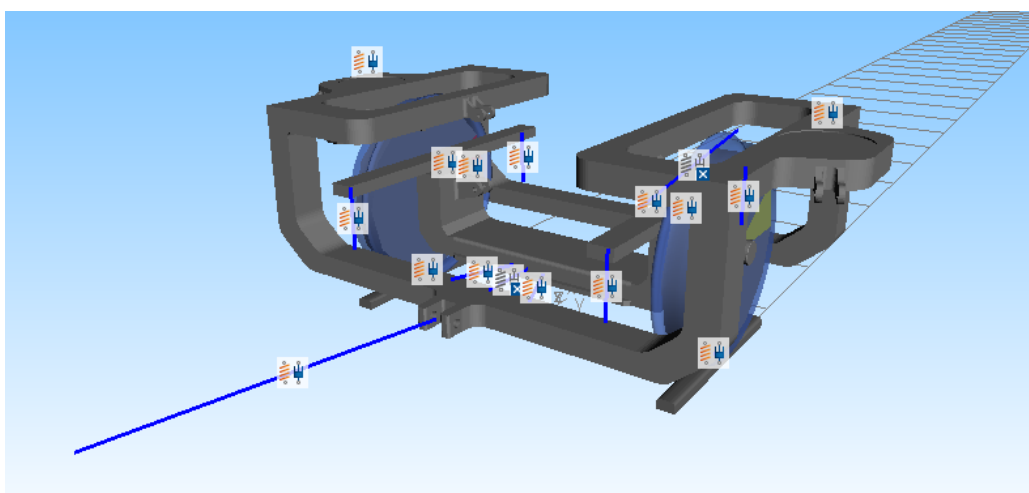
Co se týče možného využití podvozku pro 100 % nízkopodlažnost, hlavní rozměry pro případnou uličku jsou vidět na výkresu podvozku (viz příloha 1). Vzdálenost mezi primárním vypružením udává šířku možnou k použití nízkopodlažnosti podvozku. Do této šířky je ale nutné zahrnout výchylky a natáčení mezi podvozkem a rámem vozu. V případě, že by vozidlo nepotřebovalo tlumiče svislých kmitů v primárním vypružení, by se hodnota této použitelné šířky zvětšila. Dále se musí vyřešit umístění bateriového power packu, neboť by se pod podlahu při uvažování 100 % nízkopodlažnosti a současných parametrech modulů nevešel.

Jako nejlepší variantu pro navrhovaný koncept podvozku poháněného pomocí bateriových modulů umístěných v power packu na dvounápravovém voze pro regionální dopravu tedy vidím částečně nízkopodlažní vůz. Jeho podoba (viz. typový výkres Obrázek 36 a Obrázky 33, 34 a 35) je v kapitolách 3.1 a 3.2. Je také uvažován v případě zástavby podvozku na Obrázcích 80 až 82.

6. Model v MBS Simpack

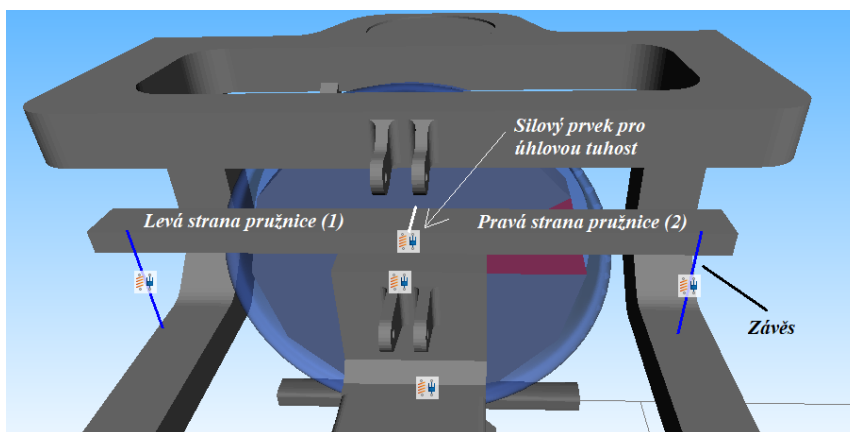
V této kapitole ukáži dynamické vlastnosti kolejového elektrobusu a navrženého podvozku. Spočítám bezpečnost proti vykolejení, což je jeden z nejdůležitějších parametrů pro kolejová vozidla. Pro tento úkol využiji softwaru MBS Simpack a modelu Rail, který rozšiřuje funkčnost softwaru Simpack právě o prostředky využívající vedení pomocí kolejnic. Vytvořím tedy model, který bude zahrnovat funkční prvky podvozku navrhovaného v kapitole 5, jako je primární a sekundární vypružení, přenos podélných sil pomocí ojnic a torzní stabilizátor.

6.1 Model podvozku v MBS Simpack



Obrázek 83 - Model podvozku v Simpacku

Model byl tvořen následujícím způsobem. Díky funkci Simpack Rail byl do modelu vložen předdefinovaný prvek kolejnice a dvojkolí, tedy i styku kola a kolejnice. Dvojkolí bylo upraveno do funkce a podoby volně otočných kol a nápravnice. Tato část tvoří neodpružené hmoty (nebudu zde uvažovat odpružení volně otočného obručového kola s pryžovými vložkami). Prvotně odpruženou hmotou je tedy rám, který je s nápravnicí silově spojen primárním vypružením pružnicí a závěsy. Pružnice je v mém modelu vytvořena následovně.

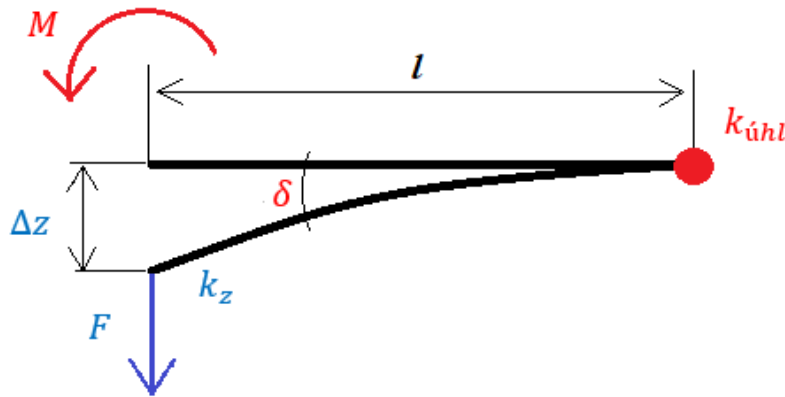


Obrázek 84 - Pružnice v modelu Simpack

Těleso 1 a 2, pravá a levá strana pružnice, jsou spojeny s nápravnicí v místě Joint. Pružnice je záměrně rozdělena na dvě části a to proto, aby model co nejvíce respektoval chování skutečné pružnice. Tuhost pružnice je zde tvořena úhlovou tuhostí spoje Joint. Jelikož znám osovou svislou tuhost primárního vypružení z kapitoly 3.6 vztah 3.38, rozdělím tuto tuhost ještě na půl, což bude odpovídat tuhosti půlky pružnice, například tělesu 1. Tato tuhost bude následující:

$$k_z = \frac{k_{1,1}}{2} = \frac{1068}{2} = 534 \text{ N/mm} = 534\,000 \text{ N/m} \quad (6.1.)$$

K přepočtu tuhosti využiji Obrázek 82, kde F [N] je síla působící od jednoho závěsu primárního vypružení. Délka l [m] je délka od spoje těles 1 nebo 2, kdy na reálném modelu je tento spoj tvořen opaskem k zachycení závěsu a jeho hodnota je $l = 0,595 \text{ m}$. Δz [m] je stlačení pružnice v případě osově tuhosti a δ [rad] je úhel stlačení v případě úhlově tuhosti.



Obrázek 85 - Přepočet úhlově tuhosti

Jestliže je osová tuhost dána následujícím vztahem:

$$k_z = \frac{F}{\Delta z} \Rightarrow F = k_z \cdot \Delta z = k_z \cdot \delta \cdot l \text{ [N/m]} \quad (6.2.)$$

Úhlová tuhost:

$$k_{\text{úhl}} = \frac{M}{\delta} = \frac{F \cdot l}{\delta} \text{ [Nm/rad]} \quad (6.3.)$$

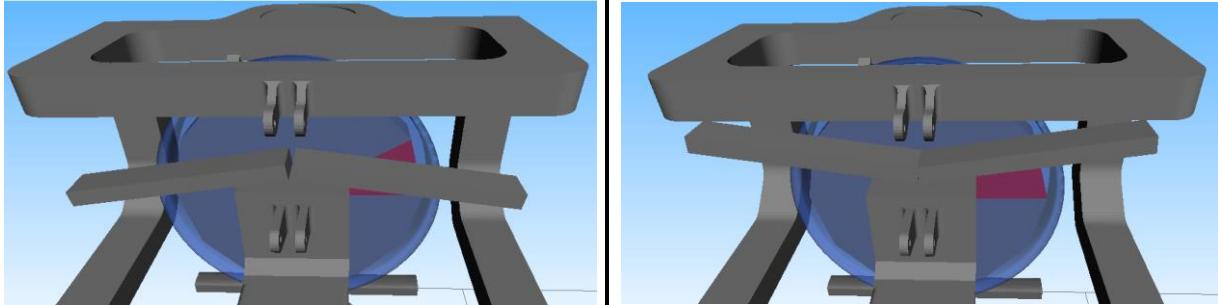
Mohu po dosazení do vztahu 5.84 vztah 5.83 pro přepočet osově tuhosti na úhlovou tuhost dle Obrázku 80 odvodit následující vztah:

$$k_{\text{úhl}} = \frac{k_z \cdot \delta \cdot l \cdot l}{\delta} = k_z \cdot l^2 \text{ [Nm/rad]} \quad (6.4.)$$

Po dosazení je hodnota úhlová tuhosti:

$$k_{\text{úhl}} = 534\,000 \cdot 0,595^2 = 189\,000 \text{ [Nm/rad]} \quad (6.5.)$$

Do prvku Joint, který spojuje levou a pravou část pružnice, byl vložen silový prvek (viz Obrázek 84), který má úhlovou tuhost kolem příčné osy podvozku a jeho hodnota je dána vztahem 5.86. Tato tuhost odpovídá jak pro levou, tak pro pravou část pružnice a chování takto vytvořeného modelu pružnice v softwaru Simpack je vidět na Obrázku 83.



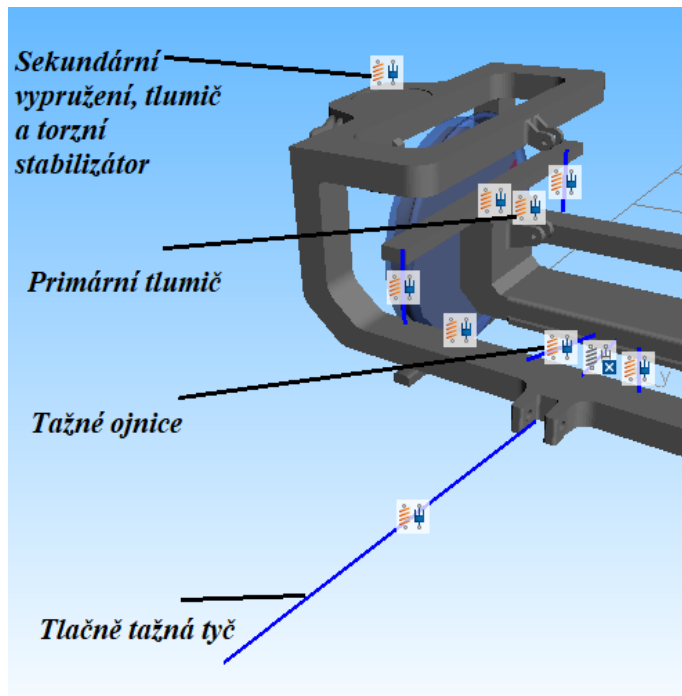
Obrázek 86 - Pohyb pružnice v modelu Simpack

Pružnice je s rámem spojena závěsy, ty jsou v modelu tvořeny silovými prvky, takzvanými prvky Point to Point s osovou tuhostí odpovídající délce reálné závěsky. Podobně je pak tvořen podélný přenos sil pomocí ojnicek, které mají také jako závěsy velkou osovou tuhost. Osově tuhosti obou prvků jsou přibližně **800 MN/m**.

Mezi nápravnicí a rámem je umístěn silový prvek tlumení, reprezentující tlumič pro tlumení svislých kmitů.

Primárně odpruženou hmotou je tedy rám, ten je se skříňí spojen několika silovými elementy. Pro přenos podélných sil z podvozku na skříň je zde tlačně tažná tyč tvořená opět silovým prvkem Point to Point.

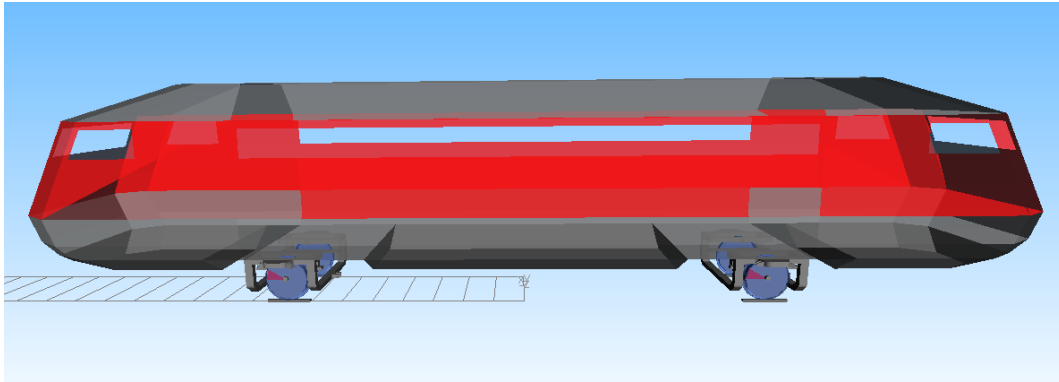
Sekundární vypružení spolu s tlumením a torzním stabilizátorem pak v modelu reprezentuje jeden silový prvek, do kterého mohou zadat všechny potřebné parametry, jako je tuhost sekundárního vypružení ve všech třech osách, parametry svislého tlumení a také úhlovou tuhost torzního stabilizátoru, který brání naklápění rámu podvozku. Těmto parametrům přiřadím příslušné hodnoty tuhostí a tlumení navrhované v kapitole 5.7.



Obrázek 87 - Silové prvky v modelu Simpack

Jednotlivým tělesům v modelu podvozku přiřadím příslušnou hmotnost a momenty setrvačnosti.

K modelu kolejového elektrobusu mi zbývá vytvořit sestavu. V sestavě se bude nacházet těleso představující skříň kolejového elektrobusu s příslušnými momenty setrvačnosti a danou hmotností, která bude v mém případě hmotnost skříňe prázdného vozu. Podvozky jsou od sebe pak ve vzdálenosti rozvoru $2u = 9,3 \text{ m}$ (viz Obrázek 36). Skříň vozidla, co se týče torzní tuhosti, bude v modelu uvažována jako absolutně tuhá.



Obrázek 88 - Kolejový elektrobus Simpack

Pomocí funkce preload spočítám silové předpětí všech prvků, jejichž hodnota závisí na hmotnostech jednotlivých těles ve svislé ose.

6.2 Simulace jízdy na trati a bezpečnost proti vykolejení.

Pro model kolejového elektrobusu v softwaru Simpack spočítám bezpečnost proti vykolejení, a to pomocí metody 2. Tato metoda se skládá ze dvou dílčích zkoušek:

- a) Průjezd obloukem o poloměru $R = 150 \text{ m}$ bez převýšení. Díky této zkoušce zjistím vodící síly $Y \text{ [kN]}$, které poté využiji k výpočtu bezpečnosti. Na této zkoušce budu zároveň simulovat jízdu na trati.
- b) Jedná se o statickou zkručovací zkoušku, díky které zjistím minimální kolové $Q_{min} \text{ [kN]}$ síly na zkušebním zborcení koleje.

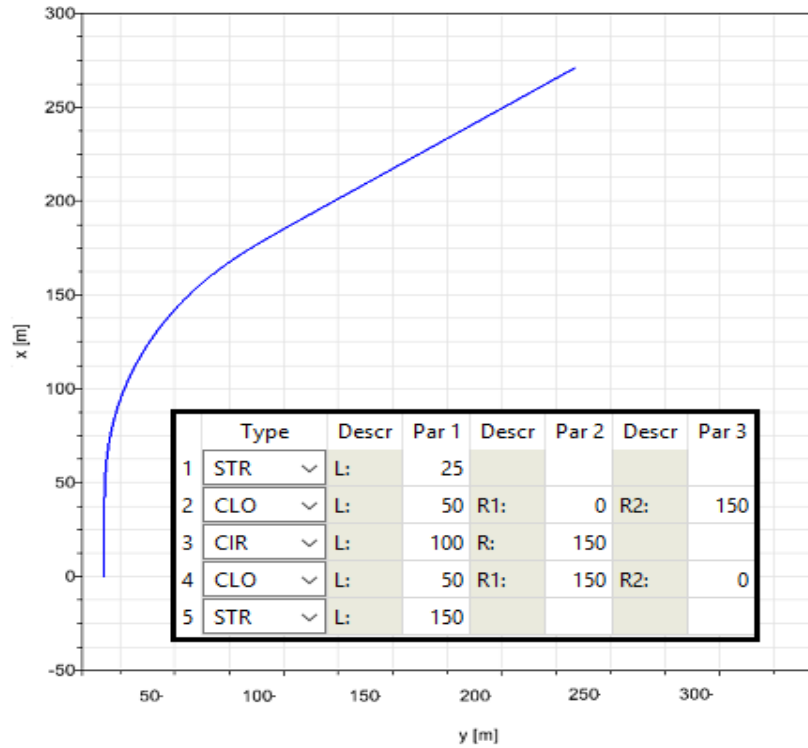
Vyhodnocuje se poté poměr vodící síly zjištěné při zkoušce a) k minimální kolové síle zjištěné pomocí zkoušky b). V případě, že je úhel boku sklonu okolku 70° , poměr nesmí přesáhnout limitní hodnotu **1,2**.

$$\frac{Y}{Q} \leq \left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = 1,2 \quad (6.6.)$$

6.2.1 Průjezd obloukem $R = 150 \text{ m}$ bez převýšení.

Cílem této zkoušky je zjištění vodících sil $Y \text{ [kN]}$. Podmínkou je zkoušení při prázdném vozidle. Hmotnost modelu odpovídá hmotnosti prázdného vozu (viz tabulka 11). Nastavím také vysoký součinitel tření $f = 0,4$ na styku kolo kolejnice. Tyto podmínky jsou totiž nejpříznivější, z našeho pohledu nejnebezpečnější, z hlediska vykolejení. Malá hmotnost tvoří menší kolové síly a vysoký součinitel tření pomáhá při šplhání okolku po kolejnici.

Na Obrázku 86 je popis zkušební trati, tato trať bude projížďena nízkou rychlostí **5 km/h**:



1 **STR** = Přímá trať o délce 25 m

2 **CLO** = Přejíždění o délce 50 m s počátečním poloměrem 0 m a konečným poloměrem 150 m

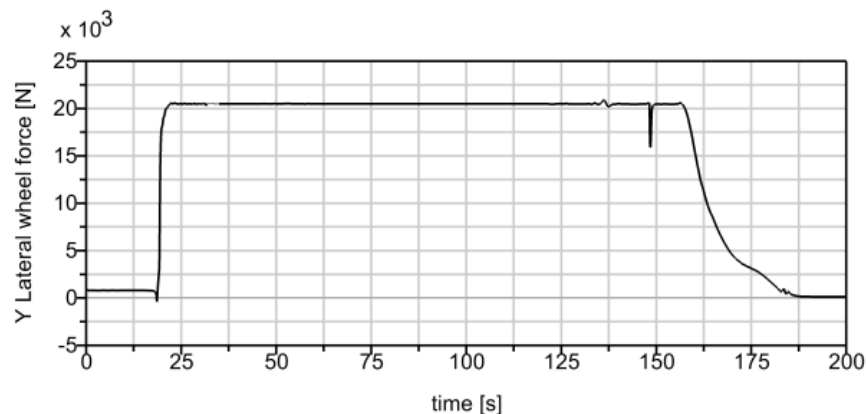
3 **CIR** = Oblouk o délce 100 m a poloměru 150 m

4 **CLO** = Přejíždění o délce 50 m s počátečním poloměrem 150 m a konečným poloměrem 0 m

5 **STR** = Přímá trať o délce 150 m

Obrázek 89 - Zkušební trať

Při průjezdu na zkušební trati byla naměřena tato síla:



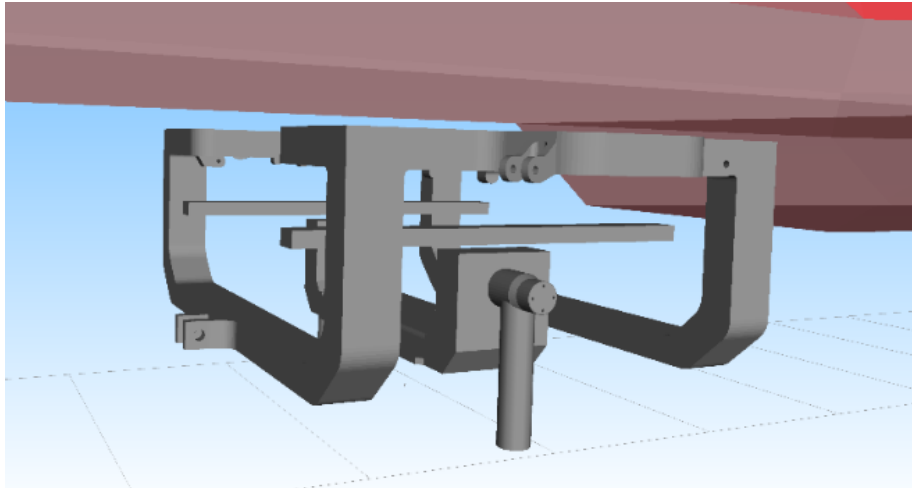
Graf 15 - Vodící síla na předním levém kole

Z grafu 15 je vidět, jak vodící síla naroste skokově, i když je ve výpočtu uvažována přechodnice. Tento problém by se dal vyřešit následným detailním doladěním modelu vozu, nicméně vodící sílu v oblouku o daném poloměru to neovlivní. V případě přechodu z oblouku do přímé trati je pokles vodící síly již pozvolnější.

Z grafu 15 lze odečíst, že při stanoveném oblouku $R = 150 \text{ m}$ bez převýšení působí na najíždějící kolo vodící síla, jejíž hodnota je $Y = 20,4 \text{ [kN]}$.

6.2.2 Zkrucovací zkouška

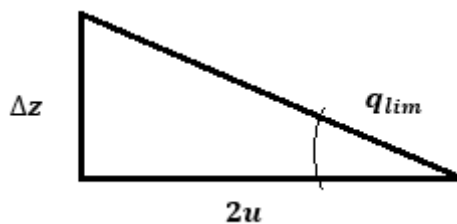
V této kapitole se budu věnovat zkrucovací zkoušce pro dvounápravový kolejový elektrobus. Při této zkoušce jsem upravil model (viz Obrázek 90).



Obrázek 90 - Úprava modelu pro zkrucovací zkoušku

Místo volně otočných kol jsem v místech původního uložení kol podepřel nápravnicí válci, které reprezentují hydraulické zvedáky. Tyto zvedáky budou simulovat jízdu po zborcené koleji a zvedat jednotlivá „kola“ o příslušnou hodnotu zborcení ve svislé ose. Hodnoty zkušební mezního zborcení pro posuv válců jsou dány:

$$q_{lim} = \frac{15}{2u} + 2 = \frac{15}{9,3} + 2 = 3,61 \text{ ‰} \quad (6.7.)$$



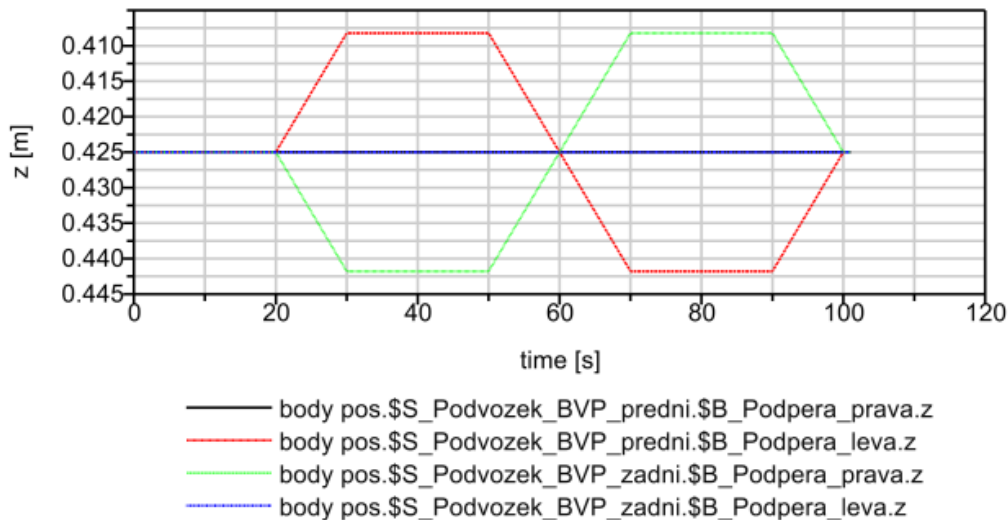
Obrázek 91 - Zborcení koleje

Posuv, nebo také zkušební propad ve svislé ose bude tedy následující:

$$\Delta z = 2u \sin\left(\frac{q_{lim}}{1000}\right) \cdot 1000 = 9,3 \sin\left(\frac{3,61}{1000}\right) \cdot 1000 = 33,57 \text{ mm} \quad (6.8.)$$

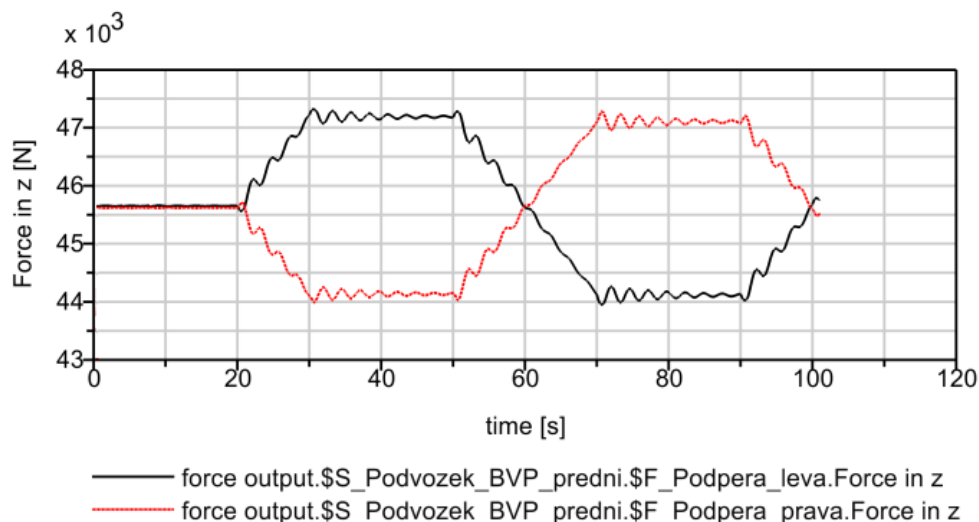
Hodnota mezního propadu mi říká, jaký bude svislý posuv kol v případě vjetí na zborcenou kolej. Při zkoušce budu vůz zkrucovat tak, že přední levé kolo zdvihnu o polovinu hodnoty zkušební propadu, tedy o $\Delta z_{p1/2} = 16,785 \text{ mm}$ a zadní pravé kolo o stejnou hodnotu opačným směrem $\Delta z_{z1/2} = -16,785 \text{ mm}$. Hodnoty pravého předního a levého

zadního kola se nemění. V grafu 16 jsou svislé pohyby všech válců v závislosti na čase zkrucovací zkoušky. Měřený bod je středu čepu nápravnice, proto je před změnou svislého posunutí bod na hodnotě **0,425 m**.



Graf 16 - Svislé pohyby válců

V závislosti na zkušebním zborcení, neboli zkušebním propadu koleje, dojde ke změně kolových sil vozu (viz graf 17).



Graf 17 - Změna kolových sil na zkušebním zborcení

Při prozkoumání grafu 16 a 17 je vidět, že se při nulovém propadu, který trvá 20 vteřin, kolová síla na pravém ani levém kole nemění. Po uplynutí tohoto času se začne levý válec předního podvozku plynule zvedat o poloviční hodnotu mezního propadu a pravý válec zadního podvozku se o stejnou hodnotu a za stejný čas posune na opačnou stranu. Výsledkem je naklonění předního podvozku kolem podélné osy a změna kolových sil. Zkouška dále pokračuje, oba dva válce změni svoji současnou svislou polohu na opačnou hodnotu, což vyvolá změnu kolových sil na levém a pravém kole předního podvozku o opačné hodnoty.

Při změně svislé polohy válců dojde k rozkmitání vypružení, toto rozkmitání pak způsobí i rozkmitání hodnoty kolové síly. Z grafu 17 jde ale vidět, že se rozkmitání po nějaké době utlumí. Minimální dosažená hodnota kolové síly při zkrucovací zkoušce byla $Q_{min} = 44,2 \text{ kN}$.

6.2.3 Vyhodnocení bezpečnosti proti vykolejení pomocí metody 2

Zbývá tedy dosadit hodnoty minimální kolové síly $Q_{min} [\text{kN}]$ a vodící síly $Y [\text{kN}]$ do vztahu 6.6 a zjistit hodnotu poměru bezpečnosti proti vykolejení.

$$\frac{Y}{Q} \leq \left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = 1,2 \Rightarrow \frac{20,4}{44,2} = 0,46 \leq 1,2 \quad (6.9.)$$

Bezpečnost proti vykolejení tedy vyhovuje.

7. Závěr

Cílem práce byla studie a návrh podvozku a pohonu pro kolejový elektrobus. V úvodu jsem se okrajově zaměřil na legislativní a technické parametry, hlavně pak tedy na využití kolejových elektrobusů, které se jako dvounápravové vozy využívají na vedlejších a regionálních tratích pro přepravu osob s maximální rychlostí do 100 km/h. Vzhledem k tomu, že je kolejový elektrobus využíván na tratích, které jsou z velké části neelektrifikovány, musí být jeho pohon nezávislý na trakčním vedení.

Vypracoval jsem poté řešerši, která popisuje, jak současně používaná řešení podvozků a pohonů dvojnápravových kolejových elektrobusů, tak i podvozek silničního elektrobusu, nebo dalších kolejových vozidel, jako jsou dvounápravové tramvaje. Tato řešerše byla rozdělena do tří kapitol. Jednotlivé kapitoly poté ukazovaly rozdílnou konstrukci podvozku vzhledem k zástavbovým prostorům, výšce podlahy a použitému pohonu.

Následná kapitola popisuje hmotnostní bilanci vozu, kolové síly a v neposlední řadě se zaměřila právě na nezávislý pohon kolejového elektrobusu, kdy jsem pomocí trakční mechaniky řešil bateriový pohon, respektive potřebnou kapacitu baterií pro provoz vozu. Všechny tyto části byly vzájemně provázány. Jestliže chceme mít dostatečné množství energie pro trakci vozidla, musíme počítat s dostatečným množstvím bateriových modulů, které mají nezanedbatelnou hmotnost. Tato hmotnost se poté zobrazila jako velké procento v hmotnostní analýze a byla limitována maximální nápravovou silou. Pokud je hlavním požadavkem baterií kapacita a její využitelnost, tedy počet možných bateriových modulů umístěných na vozidle, je tato hodnota v mém případě limitována hmotností. Trend je v tomto případě pro bateriové pohony příznivý. Vývoj vede k zvyšování kapacit baterií, lepším vlastnostem a snižování hmotností. V případě mého návrhu pak za daných okolností a zvolených parametrů ujede vozidlo na jedno nabití, a to pouze s uvažováním rekuperace, až polovinu daného denního cyklu.

Nápravové zatížení splnilo předepsané limitní hodnoty. Ze zjednodušeného rovinného modelu byl proveden výpočet vlastních frekvencí a hodnot poměrných útlumů. Výsledná

hodnota frekvence houpání skříně splňuje požadavky pro optimální hodnotu pro přepravu osob.

Volně otočná kola poháněná plně odpruženým synchronním motorem s permanentními magnety. Takto zní zvolená varianta pro koncepční návrh jednonápravového trakčního podvozku.

Byl vytvořen model podvozku se snahou o co nejmenší zástavbový prostor a využití „moderních“ dílů, které se v současnosti používají v kolejové dopravě. Jednotlivé díly podvozku byly následně popsány a zobrazeny tak, aby z nich byla jasná jejich funkce v navrhovaném podvozku. Jelikož se jedná o koncepční návrh, některé z dílů jsou navrženy bez vlastních výpočtů, ostatní díly však výpočet parametrů obsahují, jako je tomu například u pohonu, ložisek nebo torzního stabilizátoru naklápění rámu podvozku. K dopracování návrhu by pak bylo vhodné, v případě nápravnice a rámu podvozku, provést pevnostní analýzu těchto dílů pomocí MKP modulu. Avšak pevnostní výpočet těchto prvků nebyl v zadání práce.

S již vypracovaným modelem podvozku a zvoleným druhem pohonu pomocí bateriových modulů bylo možné provést návrh pro zástavbu do skříně vozu. V této kapitole jsem došel k závěru, že z hlediska rozměrů bateriových modulů je nejvhodnější využití částečně nízkopodlažní skříně vozu, kde se pod vyvýšenou část umístí podvozek i bateriový „power pack“ zahrnující všechny potřebné zařízení pro provoz baterií.

V poslední kapitole byl vypracován model podvozku v softwaru Simpack, který se co možná nejvíc přibližuje konceptu podvozku a reálným použitým prvkům. Model podvozku byl jako sestava kolejového elektrobuse využit pro průjezd vozidla stanovenou tratí s obloukem a poté upraven tak, aby se dal použít pro zkrucovací zkoušku. Díky těmto dvěma krokům jsem byl schopen získat hodnoty vodící a kolové síly pro výpočet bezpečnosti proti vykolejení pomocí metody 2. V budoucnu je možné s modelem dále pracovat. Vylepšením jeho parametrů a vlastností mohu získat další a přesnější výsledky přibližující se co nejvíce skutečnosti.

Zdroje

- [1] KOLÁŘ, J. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5
- [2] DANZER, J. *Elektrická trakce I*. Plzeň: ZČU v Plzni, 2000. 198 s. ISBN 80-7082-633
- [3] KOLÁŘ, J. *Konstrukce kolejových vozidel (prezentace z přednášek)*. 2018
- [4] HEPTNER, T. *Zkoušení kolejových vozidel (prezentace z přednášek)*. 2018
- [5] *Příručka pro používání technických specifikací pro interoperabilitu (TSI) příručka* [online] 30. listopadu 2012 [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: http://www.era.europa.eu/document-register/documents/iu-tsi-guide_cz.pdf
- [6] *Nástupiště na železničních tratích v Německu* Publikováno 30.5.2010. [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <http://www.silnice-zeleznice.cz/clanek/nastupiste-na-zeleznicnich-tratich-v-nemecku/>
- [7] Martin Vaněk a spol: *Statistika nástupišť v železničních stanicích na území ČR ČVUT* v Praze Fakulta dopravní [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <http://vlaky-sgs.fd.cvut.cz/data/prispevky/olsanka2010.pdf>
- [8] Hříbal Pavel: *Hybridní pohon pro nízkopodlažní kolejový autobus*: Diplomová práce. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2014. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Josef Kolář CSc.
- [9] Jan Mojžíš: *Konstrukční návrh pohonu kolejového elektrobuse*: Diplomová práce. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2017. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Josef Kolář CSc.
- [10] Jaroslav Novák, Ondřej Sadílek, Petr Sýkora: *Lithiové trakční akumulátory pro elektromobilitu* Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera
- [11] *Beaufortova stupnice rychlosti větru* Zdroj: Wikipedia [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <https://www.meteogram.cz/beaufortova-stupnice-rychlosti-vetru/>
- [12] *Atlas motorových vozů – M 120.0* [online]. [cit 2018-07-06]. Dostupné z: <http://www.pshzd.cz/m1200.html>
- [13] *České dráhy zkouší Vectrony, o víkendu potáhnou první rychlíky* [online]. [cit 2018-07-06]. Dostupné z: https://ekonomika.idnes.cz/ceske-drahy-zkousi-vecrony-d1y-eko-doprava.aspx?c=A170623_151442_eko-doprava_suj
- [14] *Pars nova předala do provozu všech 62 modernizovaných vozů řady Bdpee* [online]. [cit 2018-07-06]. Dostupné z: <https://www.skoda.cz/pars-nova-predala-do-provozu-vsech-62-modernizovanych-vozu-rady-bdpee/>
- [15] *Bezobslužné metro ve Francii* [online]. [cit 2018-07-06]. Dostupné z: <http://www.proelektrotechniky.cz/automatizace-dopravy/74.php>

- [16] *Elektrická jednotka řady 440 RegioPanter* [online]. [cit 2018-07-06]. Dostupné z: <http://www.vlaky-ceske-drahy.estranky.cz/fotoalbum/elektricke-jednotky/elektricka-jednotka-rady-440-regiopanter.html>
- [17] *MHD Praha – Metro a tramvaje* [online]. [cit 2018-07-06]. Dostupné z: http://www.fotodoprava.com/praha2_foto4.htm
- [18] *Čtyřnápravový nákladní vůz ČD Cargo* [online]. [cit 2018-07-06]. Dostupné z: <https://www.cdcargo.cz/falls-11?inheritRedirect=true>
- [19] „*KOLEJE WIELKOPOLSKIE*” *spółka z o.o.* [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: http://kolejewlkp.pl/wp-content/uploads/2011/12/dsu_213m_wlkp-ver.1.2.pdf
- [20] *Bezbariérová vozidla* [online] [cit. 2016-05-013]. Dostupné z: <http://www.poved.cz/cz/vlak/>
- [21] *PPP concession to lead København S-bane automation* [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <http://www.railwaygazette.com/news/passenger/single-view/view/ppp-concession-to-lead-koebenhavn-s-bane-automation.html>
- [22] *doc. Ing. Josef Kolář, CSc., Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, ČVUT v Praze, 2018.*
- [23] *Litra SA.* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: https://da.wikipedia.org/wiki/Litra_SA
- [24] KOLÁŘ, Josef. *Design of a Wheelset Drive. Transactions on Electrical Engineering*, Vol. 4 (2015), No. 1 [online]. [cit. 2018-06-07]. Dostupné z: <http://www.transoneleng.org/2015/20151c.pdf>
- [25] *Alstom sumministrará cincuenta tranvías Citadis más a la ciudad marroquí de Casablanca* [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <https://www.vialibreffe.com/noticias.asp?not=16957>
- [26] *doc. Ing. Jíří Danzer CSc. Elektrická trakce 1 přehled problematiky 2. vydání 4.11.2008*
- [27] *Hnací modul nápravy ZAwheel* [online] Ziehl Abegg [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <https://www.ziehl-abegg.com/cz/cs/svety-produktu/automotive/hnaci-moduly-napravy/>
- [28] *Novel Rail Vehicle Concepts for a High Speed Train: The Next Generation Train Paper 22–2012* [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <https://elib.dlr.de/75560/1/WINTER.PDF>
- [29] *Dr.-Ing. Joachim Winter: Neue Bauweisen beim Next Generation Train* [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: http://www.dmgberlin.info/page/downloads/vortrag_winter.pdf

- [30] ZEVreil: *Next Generation Train Fahrwerk: Ein leichtbauoptimiertes Fahrwerkskonzept für den Hochgeschwindigkeitsverkehr* 2018 číslo vydání 142 březen. ISSN: 1618-8330
- [31] *Siemens ULF* [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <https://www.yaplakal.com/forum2/topic1342163.html>
- [32] Doc.Ing. Petr Heller, CSc. *Dvojkolí kolejových vozidel* [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~pheller/ZSDM/ZSDM%20Dvojkoli.pdf>
- [33] *Mechanické vlastnosti polymerů – dynamické únavové namáhání* [online] [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/180/10.html>
- [34] *Steer axle leaf springs* [online] Liteflex [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <https://liteflex.com/products/steer-axle-leaf-springs/>
- [35] *Primary suspension* [online] Vulcanite [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <http://www.vulcanite.com.au/rail/#PrimarySuspension>
- [36] *Air spring* [online] Bridgestone [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <https://www.bridgestoneindustrial.eu/downloads/Air-Spring-EN.pdf>
- [37] *Podvozkové centrum APM Bilstein – 9. díl: Tlumiče* [online] AMP automotive [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <http://www.apm.cz/podvozkove-centrum-apm-bilstein-9-dil-tlumice/>
- [38] *EV Pack Brochure* [online]. [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: http://kokam.com/data/Kokam_EV_Pack_Brochure_V_1.4.compressed.pdf
- [39] *Ulm Tram Line 2* [online]. [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <https://www.railway-technology.com/projects/ulm-tram-line-2/>
- [40] *Středočeský kraj a Praha* [online]. [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <http://spravnimapa.topograf.cz/84347/stredocesky-kraj/>
- [42] *ZNTK Poznań Regio Tramp* [online]. [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: https://pl.wikipedia.org/wiki/ZNTK_Pozna%C5%84_Regio_Tramp
- [43] *Jízdní řád* [online]. [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <http://www.szdc.cz/provozovani-drahy/knizni-jizdni-rady/k175.pdf>
- [44] Tomáš Hromádka: *Vypružení pro jednonápravový kolejový autobus*: Bakalářská práce. Praha: ČVUT, Fakulta strojní, 2016. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Josef Kolář CSc.
- [45] *Torzní stabilizátor* [online]. [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: http://www.vagony.cz/technika/torzni_stabilizator.html
- [46] ČSN EN 15 227: *Požadavky na odolnost skříní železničních vozidel proti nárazu ICS 45.060.01* Červenec 2008

- [47] ČSN EN 50 215: *Drážní zařízení – Zkoušení drážních vozidel po dokončení a před uvedením do provozu* ICS 29.280; 45.060.10 Červen 2001
- [48] ČSN EN 12 663-1+A1: *Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy)* ICS 45.060.20 Květen 2010
- [47] ČSN EN 50 215: *Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Poháněné nápravy – Metody konstrukce* ICS 01.075; 45.060.01 Prosinec 2001
- [48] *Kuželíková ložiska* [online]. [cit. 2018-07-06]. Dostupné z: <https://www.asw-loziska.cz/produkty/valiva-loziska/kuzelikova-loziska/kuzelikova-loziska-detail>

Seznam příloh

Tištěné přílohy

Příloha 1 – Výkres trakčního podvozku

Příloha 2 – Výkres zástavby do skříně vozidla

Obsah CD

Model podvozku (CATIA V5R21, step)

Model zástavby podvozku do rámu vozidla (CATIA V5R21, step)

Program pro výpočet frekvencí (Matlab)

Program pro výpočet hmotnostní bilance, kolových sil a návrh ložisek (Excel)

Program pro výpočet trakční mechaniky, baterií a pohonu (Excel)