



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

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

**Dvousilová elektrická lokomotiva**

**Dual mode multi-system electric locomotive**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2023**

**Jan KOPŘIVA**

**Studijní program:** NDTT Dopravní a transportní technika

**Studijní obor:** N071TKVO Kolejová vozidla

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

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kopřiva** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **483247**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**  
Specializace: **Kolejová vozidla**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Dvousilová elektrická lokomotiva**

Název diplomové práce anglicky:

**Dual mode multi-system electric locomotive**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte:

1. Rešerši na téma „Dvousilové elektrické lokomotivy“.
2. Koncepční návrh a typový výkres dvousilové elektrické lokomotivy v měřítku 1:50.
3. Vhodnou koncepci uspořádání trakčního pohonu a základní trakční charakteristiky lokomotivy.
4. MBS model lokomotivy a vyhodnoťte jeho dynamické chování na vybraném traťovém úseku.
5. Průvodní technickou zprávu dokumentující splnění dílčích úkolů.
6. Sestavný výkres trakčního podvozku.

Seznam doporučené literatury:

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

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

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

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

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2023** Termín odevzdání diplomové práce: **12.07.2023**

Platnost zadání diplomové práce: **19.09.2023**

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

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
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.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Dvousilová elektrická lokomotiva“ vypracoval samostatně, pod vedením doc. Ing. Josefa Koláře, CSc. a s použitím literatury uvedené na konci diplomové práce v seznamu použité literatury.

v Praze 19. 6. 2023

Jan Kopřiva .....

## PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl poděkovat především vedoucímu své práce, panu doc. Ing. Josefu Kolářovi, CSc. Během mnoha konzultací mi poskytl cenné rady a připomínky a pohotově zodpověděl veškeré mé dotazy. Děkuji též svým rodičům za podporu po celou dobu studia.

## ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Jan Kopřiva
Název práce:	Dvousilová elektrická lokomotiva
Anglický název:	Dual mode multi-system electric locomotive
Rok:	2023
Studijní program:	NDTT Dopravní a transportní technika
Obor studia:	N071TKVO Kolejová vozidla
Ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí práce:	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
Bibliografické údaje:	počet stran 93 počet obrázků 73 počet tabulek 18 počet příloh 4
Klíčová slova:	dvousilová lokomotiva, trakční podvozek, nápravová převodovka, koncepční návrh, simulace
Keywords:	dual mode locomotive, driving bogie, axle gearbox, conceptual design, simulation

### Anotace

Diplomová práce je zaměřena na návrh dvousilové elektrické lokomotivy. Náplní teoretické části je rešerše dvousilových lokomotiv v evropském železničním systému a jejich trakčních podvozků. Praktická část se zabývá samotným návrhem lokomotivy a vyhodnocením navržených parametrů pomocí MBS softwaru.

### Abstract

The diploma thesis is focused on an electric dual mode locomotive conceptual design. The content of the theoretical part is a research of dual mode locomotives in the European railway system and their driving bogies. Practical part deals with the design of the locomotive and the evaluation of the designed parameters using the MBS software.

## OBSAH

1	Úvod .....	7
2	Duální lokomotivy .....	8
2.1	Duální lokomotivy s elektrickým a diesel-elektrickým přenosem výkonu .....	8
2.1.1	Siemens Vectron Dual mode.....	8
2.1.2	Bombardier TRAXX AC3 Last mile .....	12
2.1.3	Stadler EuroDual .....	14
2.1.4	Pesa Gama 111Ed Marathon .....	17
2.2	Duální elektrické lokomotivy s akumulátorem.....	20
2.2.1	CRRC Bison Super Last mile.....	20
3	Zhodnocení konceptu dvousilové elektrické lokomotivy .....	23
3.1	Pohonný řetězec .....	25
3.1.1	Trakční akumulátor .....	26
3.2	Obrys pro konstrukci .....	30
3.2.1	Příčné omezení rozměrů skříně .....	31
3.2.2	Výšková omezení skříně .....	34
3.2.3	Návrh rozměrů skříně .....	37
3.3	Vybavení a uspořádání strojovny .....	40
3.3.1	Hlavní agregáty .....	40
3.3.2	Uspořádání strojovny .....	41
3.4	Hmotnostní bilance .....	43
3.4.1	Kontrola nápravových zatížení a kolových sil .....	44
3.5	Trakční výpočty .....	48
3.5.1	Trakční charakteristika .....	48
3.5.2	Brzdová charakteristika EDB .....	49
3.5.3	Jízdní odpor v závislosti na rychlosti a stoupání, maximální rychlost.....	50
3.5.4	Zábrzdňá dráha EDB.....	51
3.5.5	Tachogram jízdního cyklu .....	51
3.5.6	Energetická bilance jízdního cyklu .....	52
3.6	Navržená koncepce duální elektrické lokomotivy.....	55
4	Koncepční návrh trakčního podvozku.....	57
4.1	Trakční pohon .....	57
4.1.1	Koncepce trakčního pohonu .....	57

4.1.2	Trakční motor .....	57
4.1.3	Nápravová převodovka .....	58
4.2	Rám podvozku .....	63
4.3	Vypružení .....	65
4.3.1	Vlastní frekvence houpání .....	65
4.3.2	Charakteristika svislého vypružení.....	66
4.3.3	Návrh pružin.....	67
4.3.4	Kontrola pružin.....	72
4.4	Navržený trakční podvozek .....	74
5	Simulace dynamického chování lokomotivy.....	76
5.1	Simulační model .....	76
5.2	Bezpečnost proti vykolejení.....	78
5.3	Stabilita jízdy v přímé trati.....	82
5.4	Průjezd výhybkovým zhlavím .....	84
6	Závěr.....	87
7	Seznam zdrojů.....	88
8	Seznam obrázků .....	90
9	Seznam tabulek.....	92
10	Seznam příloh.....	93



## SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

$2s$	$[m]$	vzdálenost styčných kružnic
$2w_1, 2w_2$	$[m]$	příčný báze primárního, sekundárního vypružení
$A$	$[N]$	nápravové zatížení
$a$	$[m]$	vzdálenost otočných čepů
$a_{ekv}$	$[m/s^2]$	střední ekvivalentní zpomalení
$a_n$	$[m/s^2]$	nevykompenzované příčné zrychlení
$a_{n_{man}}$	$[m/s^2]$	příčné zrychlení v manipulačním oblouku
$b$	$[m]$	pološířka skříně
$b_{w_1}, b_{w_2}$	$[m]$	šířka pastorku, ozubeného kola
$C$	$[Ah]$	kapacita akumulátoru
$D_1, D_2$	$[m]$	střední průměr pružiny primárního, sekundárního vypružení
$d_1, d_2$	$[m]$	průměr drátu pružiny primárního, sekundárního vypružení
$d_{r_1}, d_{r_2}$	$[m]$	průměr roztečné kružnice pastorku, ozubeného kola
$d_{a_1}, d_{a_2}$	$[m]$	průměr hlavové kružnice pastorku, ozubeného kola
$d_{f_1}, d_{f_2}$	$[m]$	průměr patní kružnice pastorku, ozubeného kola
$d_k, r_k$	$[m]$	průměr, poloměr nových kol
$d_{w_1}, d_{w_2}$	$[m]$	průměr valivé kružnice pastorku, ozubeného kola
$E$	$[N/mm^2]$	modul pružnosti v tahu
$E_0$	$[kWh]$	energie přivedená v jízdním cyklu
$E_C$	$[kWh]$	výsledná energie v jízdním cyklu
$E_i, E_a$	$[m]$	zúžení skříně
$E_{PP}$	$[kWh]$	energie pomocných pohonů spotřebovaná v jízdním cyklu
$E_R$	$[kWh]$	energie zrekuperovaná v jízdním cyklu
$E_T$	$[kWh]$	trakční energie spotřebovaná v jízdního cyklu
$e$	$[m]$	osová vzdálenost ozubeného soukolí
$e_d$	$[m]$	zvýšení dolní části skříně
$e_h$	$[m]$	snížení horní části skříně





$F_B$	[N]	brzdná síla
$F_{d_1}, F_{d_2}$	[N]	síla v primárním, sekundárním vypružení na dolní náražce
$F_{h_1}, F_{h_2}$	[N]	síla v primárním, sekundárním vypružení na horní náražce
$F_{max_1}, F_{max_2}$	[N]	max. provozní osová síla v prim., sekund. vypružení
$F_{min_1}, F_{min_2}$	[N]	min. provozní osová síla v prim., sekund. vypružení
$F_O$	[N]	jízdní odpor
$F_{P1L}, F_{P2L}$	[N]	zatížení levé sady prim. pružin předního, zadního podvozku
$F_{P1P}, F_{P2P}$	[N]	zatížení pravé sady prim. pružin předního, zadního podvozku
$F_{S1}, F_{S2}$	[N]	zatížení předního, zadního podvozku od skříně
$F_{S1L}, F_{S2L}$	[N]	zatížení levé sady sek. pružin předního, zadního podvozku
$F_{S1P}, F_{S2P}$	[N]	zatížení pravé sady sek. pružin předního, zadního podvozku
$F_{st_1}, F_{st_2}$	[N]	statická osová síla v primárním, sekundárním vypružení
$F_T$	[N]	tažná síla
$f$	[1]	součinitel adheze
$f_1, f_2$	[Hz]	první, druhá vlastní frekvence náhr. dvoumotové soustavy
$f_p$	[1]	součinitel volby modulu podle Bacha
$G$	[N/mm <sup>2</sup> ]	modul pružnosti ve smyku
$G_P, G_S, G_N$	[N]	tíha podvozku, skříně, nápravy
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	tíhové zrychlení
$g^+, g^*$	[‰]	zkušební zborcení podvozku, skříně
$h$	[m]	výška nad rovinou temene kolejnic
$h_C$	[m]	výška pólu kolébání skříně
$I$	[A]	proud
$I_{max}$	[A]	maximální proud
$i$	[1]	převodový poměr nápravové převodovky
$K, K_{os}$	[kWh]	kapacita akumulátoru
$K_F$	[1]	součinitel nerovnoměrnosti
$k_1, k_2$	[N/m]	svíslá tuhost primárního, sekundárního vypružení
$k_{1i}, k_{2i}$	[N/m]	osová tuhost pružiny primárního, sekundárního vypružení



$k_{BPV}$	[1]	bezpečnost proti vykolejení
$k_{d_1}, k_{d_2}$	[1]	dynamická přírážka pro primární, sekundární vypružení
$k_{y_1}, k_{y_2}$	[N/m]	příčná tuhost pružiny primárního, sekundárního vypružení
$k_{y_{\check{C}SN}}$	[N/m]	příčná tuhost pružiny dle ČSN EN 13 906-1
$k_{y_{T-P}}$	[N/m]	příčná tuhost pružiny dle Timošenka-Ponomareva
$l$	[m]	délka lokomotivy přes nárazníky
$l_{0_1}, l_{0_2}$	[m]	volná délka pružiny primárního, sekundárního vypružení
$l_{min_1}, l_{min_2}$	[m]	délka max. stlačené pružiny prim., sekund. vypružení
$l_{st_1}, l_{st_2}$	[m]	statická délka pružiny primárního, sekundárního vypružení
$l_{zab}$	[m]	zábrzdňá dráha
$M_{k2}$	[Nm]	moment na výstupu z převodovky
$m$	[kg]	hmotnost lokomotivy
$m_0$	[kg]	nevypružené hmoty
$m_1$	[kg]	primárně vypružené hmoty
$m_2$	[kg]	sekundárně vypružené hmoty
$m_{bat}$	[kg]	hmotnost akumulátoru
$m_N$	[kg]	hmotnost dvojkolí
$m_n, m'_n$	[m]	normální modul, návrhový normální modul soukolí
$m_P$	[kg]	hmotnost podvozku
$m_S$	[kg]	hmotnost skříně
$n$	[1]	počet vozů v soupravě
$n_1, n_2$	[1]	počet činných závitů pružiny prim., sekund. vypružení
$n_i, n_a$	[m]	vzdálenost bodu od otočného čepu
$n_M$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky trakčního motoru
$n_{p_1}, n_{p_2}$	[1]	počet pružin primárního, sekundárního vypružení
$P$	[kW]	trakční výkon lokomotivy
$P_0$	[kW]	příkon lokomotivy
$P_{0os}$	[kW]	příkon lokomotivy se soupravou osobních vozů



$P_P$	[kW]	příkon pomocných pohonů
$P_{VT}$	[kW]	příkon vlakového topení
$P_{vůz}$	[kW]	příkon osobního vozu
$p$	[m]	rozvor podvozku
$p_{ch}$	[m]	chybějící stavební převýšení
$Q$	[N]	kolová síla
$q$	[m]	příčná vůle v primárním vypružení
$q_E$	[kWh/km]	měrná spotřeba energie
$r_v$	[m]	poloměr zakružovacího oblouku
$r_z$	[m]	reakční rameno závěsky převodovky
$S, S_x, S_z$	[N]	síla v závěsce převodovky, její složky do směrů $x$ a $z$
$S_F, S_H$	[1]	bezpečnost ozubení na ohyb, na dotyk
$s$	[‰]	stoupání
$s_z$	[1]	součinitel náklonu
$T$	[N]	tažná síla lokomotivy
$t$	[s], [h]	čas
$U$	[V]	napětí
$U_{\text{čl}}$	[V]	napětí článku
$U_{\text{min}}$	[V]	napětí vybitého akumulátoru
$V_{\text{bat}}$	[m <sup>3</sup> ]	objem akumulátoru
$v$	[km/h]	rychlost
$v_m$	[kWh/kg]	měrná energie akumulátoru
$v_V$	[kWh/m <sup>3</sup> ]	měrná energie akumulátoru
$v_{\text{zkuš}}$	[km/h]	zkušební rychlost
$W_B$	[kWh]	brzdná práce během jízdního cyklu
$W_T$	[kWh]	trakční práce během jízdního cyklu
$w, w_\infty$	[m]	příčná vůle v sekundárním vypružení



$x_T, y_T$	[m]	poloha těžiště
$Y$	[N]	vodící síla
$y_{krit}$	[m]	kritická příčná výchylka pružiny
$y_{max1prov}$	[m]	max. provozní příčná výchylka pružiny primárního vypružení
$y_{max2}$	[m]	max. příčná výchylka pružiny sekundárního vypružení
$y_{max2prov}$	[m]	max. provozní příčná výchylka pružiny sekund. vypružení
$y_{max2man}$	[m]	max. př. výchylka pružiny sekund. vypružení v man. oblouku
$z$	[m]	kinematické zúžení
$z_1, z_2$	[1]	počet zubů pastorku, ozubeného kola
$z_c$	[m]	celkové statické stlačení vypružení
$z_{krit}$	[m]	kritické stlačení pružiny
$z_{max}$	[m]	maximální stlačení pružiny
$z_p, z_s$	[m]	svislá vůle v primárním, sekundárním vypružení
$z_{st1}, z_{st2}$	[m]	statické stlačení pružin primárního, sekundárního vypružení
$\alpha_0$	[1]	poměr statických stlačení prim. a sekund. vypružení
$\alpha_z$	[°]	úhel závěsky převodovky
$\beta$ [°]	[°]	úhel okolku
$\beta_z$ [°]	[°]	úhel šroubovice šikmého ozubení
$\Delta r_k$	[m]	ojetí kol
$\Delta z^+, \Delta y^*$	[m]	zkušební zdvih pro zkroucení podvozku, skříně
$\varepsilon$	[1]	součinitel záběru
$\zeta$	[%]	poměr zatížení kol
$\eta_0$	[°]	asymetrie vozidla
$\eta_{lok}$	[1]	účinnost lokomotivy
$\eta_M$	[1]	účinnost měniče
$\eta_N$	[1]	účinnost nabíjení akumulátoru



$\eta_P$	[1]	účinnost nápravové převodovky
$\eta_{rek}$	[1]	účinnost rekuperace
$\eta_{TM}$	[1]	účinnost trakčního motoru
$\mu$	[1]	součinitel adheze
$\xi_{bat}$	[1]	součinitel kapacity akumulátoru
$\xi_P$	[1]	součinitel příkonu pomocných pohonů
$\sigma$	[m]	vůle v kolejovém kanálu
$\sigma_{F_{lim}}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	mez únavy v ohybu
$\sigma_{H_{lim}}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	mez únavy v tlaku
$\tau_{d_1}, \tau_{d_2}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	min. napětí v prim., sekund. pružině od osového namáhání
$\tau_{dk_1}, \tau_{dk_2}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	min. napětí v prim., sekund. pružině od kombi. namáhání
$\tau_{h_1}, \tau_{h_2}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	max. napětí v prim., sekund. pružině od osového namáhání
$\tau_{hk_1}, \tau_{hk_2}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	max. napětí v prim., sekund. pružině od kombi. Namáhání
$\varphi_{120}, \varphi_{150}$	[°]	úhel natočení podvozku v oblouku o poloměru 120, 150 m
$\psi_m$	[1]	měrná šířka ozubeného kola

## 1 Úvod

Primární zdroje energie pro trakční železniční vozidla jsou mnohé a s vývojem techniky se jejich podíl v provozu mění. První parní lokomotivy spalovaly dřevo či uhlí, později se začala využívat nafta i pohon elektrický. V dnešní době se zavádí nové zdroje v podobě vodíkových palivových článků nebo akumulátorů.

Elektrický pohon je díky značné vyspělosti polovodičové techniky a elektroniky vůbec velice efektivním řešením. Dnes používané asynchronní motory jsou konstrukčně velmi jednoduché a spolehlivé, další jejich výhodou jsou malá hmotnost i rozměry vztažené na jednotku výkonu. Samotný provoz takto poháněného vozidla je kladně hodnocen i z hlediska ekologického, emise škodlivin a hluku jsou zcela minimální. Napájení elektrickou energií ze sítě však zásadním způsobem limituje provoz vozidla. Toto je totiž zcela závislé na napájecí infrastruktuře. Ačkoli je dnes většina hlavních tratí u nás i v celé Evropě elektrifikována, neznamená to, že elektrické trakční vozidlo je možno provozovat na všech těchto tratích. Napájecí systémy nejsou jednotné, a to ani v rámci České republiky. Běžná jsou proto vícesystémová řešení elektrických trakčních vozidel. Tato vozidla napájená elektrickou energií ze sítě nazýváme vozidly závislé trakce.

Vozidla se spalovacími motory tuto nevýhodu nemají; odtud i označení vozidla nezávislé trakce. V mnoha jiných ohledech je však použití spalovacího motoru nevýhodné. Jeho účinnost je nízká a přenos výkonu z motoru na hnací dvojkolí značně komplikovaný. Mechanické řešení přenosu výkonu je vhodné jen u lehkých motorových osobních vozů. Jako nejlepší řešení se opět jeví elektrický přenos výkonu, kdy spalovací motor pohání generátor a hnací podvozky jsou stejné jako na elektrickém vozidle závislé trakce. Zdroj elektrické energie, i když není použit elektrický přenos výkonu, je dnes nezbytný na každém vozidle nezávislé trakce, neboť bez napájení zabezpečovacích systémů, osvětlení či vlakového topení se neobejdeme. V současnosti mnohým lidem není lhostejná ekologická zátěž, kterou provoz spalovacích motorů představuje, a zejména v Evropě sílí tlak na omezení jejich provozu. Pro vozidla nezávislé trakce se proto hledají a zkoušejí alternativní zdroje energie. Jako použitelné se jeví vodíkové palivové články nebo velké trakční akumulátory. Značnou výhodou vozidla vybaveného akumulátorem je možnost rekuperovat energii při brzdění. Stále však nesmíme zapomínat, že nemalou část energie spotřebují pomocné systémy a napájení dalších vozidel vlakové soupravy.

Z předchozích dvou odstavců plyne, že vozidla závislé i nezávislé trakce mají své výhody a nevýhody. Zde pramení myšlenka postavit vozidlo, které by bylo provozovatelné v obou režimech, na hlavní elektrifikované trati by bylo napájeno z troleje, po trati neelektrifikované by se mohlo pohybovat díky vlastnímu zdroji energie.

V rešeršní části práce se zaměřím na současný stav techniky dvousilových traťových lokomotiv. Cílem praktické části práce bude na základě získaných poznatků navrhnout vhodný koncept dvousilové lokomotivy s ohledem na provozní podmínky na území České republiky. Krom celkové koncepce vozidla se budu zabývat i konstrukčním uspořádáním trakčních podvozků. Posledním bodem práce bude ověření dynamických vlastností navrženého vozidla pomocí MBS simulačního programu.

## 2 Duální lokomotivy

Duální, též dvousilová lokomotiva je trakční vozidlo, které může být napájeno ze dvou různých primárních zdrojů energie. V praxi se můžeme setkat zejména s napájením elektřinou ze sítě nebo z akumulátoru a s pohonem spalovacím motorem. Pro různé oblasti použití se z těchto možností tvoří různé kombinace, přičemž v závislosti na provozních podmínkách mohou být zdroje buď rovnocenné, nebo jeden ze zdrojů dominantní a druhý doplňkový.

### 2.1 Duální lokomotivy s elektrickým a diesel-elektrickým přenosem výkonu

Kombinace elektrické a dieselové lokomotivy je klasickým řešením duální traťové lokomotivy. S využitím moderních polovodičových součástí je možné postavit celou strojovnu elektrické lokomotivy tak malou, že ve skříni zbývá dostatek prostoru pro zástavbu spalovacího motoru s generátorem jako druhým zdrojem elektřiny. Pohonný řetězec lokomotivy je v obou režimech provozu stejný, pouze je napájen buď z troleje, nebo z generátoru. Kolik prostoru pro spalovací agregát zbývá závisí zejména na tom, zda je elektrická lokomotiva jednosystémová či vícesystémová.

Na hlavních dálkových tratích v USA v polovině 20. století byly běžně používány diesel-elektrické lokomotivy, neboť tyto tratě nebyly elektrifikovány. S růstem měst a požadavkem na dostupnost nádraží v jejich centrech vznikla nutnost vést tratě dlouhými tunely, kde by provoz spalovacích motorů byl značně komplikovaný. Lokomotivy proto byly pro městský provoz vybavovány napájením z třetí kolejnice, vznikla tak první duální vozidla pro traťovou službu.

Dnešní přístup je opačný, vychází z myšlenky provozovat na hlavních elektrifikovaných tratích elektrickou lokomotivu závislé trakce a vybavit ji druhým zdrojem energie, který umožní zajet i na trať neelektrifikovanou. Taková lokomotiva umožní například dopravit dálkový nákladní vlak až na podnikovou vlečku nebo rychlík jedoucí značnou část své trasy po hlavní trati do města, kam z posledního železničního uzlu vede už jen lokální trať. V závislosti na poměru elektrifikované a neelektrifikované části trasy se můžeme rozhodnout, zda mají být oba zdroje energie výkonově rovnocenné, či zda bude závislý elektrický pohon dominantní a nezávislý zdroj bude pouze doplňkem. V praxi je více rozšířená druhá varianta, pro doplňkový nezávislý pohon se vžil označení „last mile modul“.

#### 2.1.1 Siemens Vectron Dual mode

„Vectron“ je platformová řada lokomotiv společnosti Siemens. Byla uvedena v roce 2010 a v současnosti je vlajkovou lodí tohoto výrobce. Zcela modulární koncepce umožňuje snadno vyhovět nejrozumnějším požadavkům zákazníků.

Základní elektrická verze lokomotivy má výkon 6,4 MW při napájení střídavým proudem (25 kV / 50 Hz i 15 kV / 16,7 Hz), 5,2 MW na tratích s 3 kV stejnosměrnou trakcí. Nabízí se jedno, dvou i třísystémová varianta. Jednosystémové verze mohou navíc být vybaveny spalovacím motorem o výkonu 180 kW. Pro všechny tyto typy jsou společné jak hrubá stavba skříně lokomotivy, tak i použité trakční podvozky SF4, umožňující jízdu rychlostí až 200 km/h.

Spolu se základní řadou elektrických lokomotiv byla představena i diesellová modifikace poháněná motorem o výkonu 2,4 MW. Skříň této varianty je téměř o 1 m prodloužená a jsou použity podvozky SF3. Ty se oproti SF4 liší rozvorem, průměrem kol i výkonem trakčních motorů. Jsou použitelné pro rychlosti do 160 km/h.



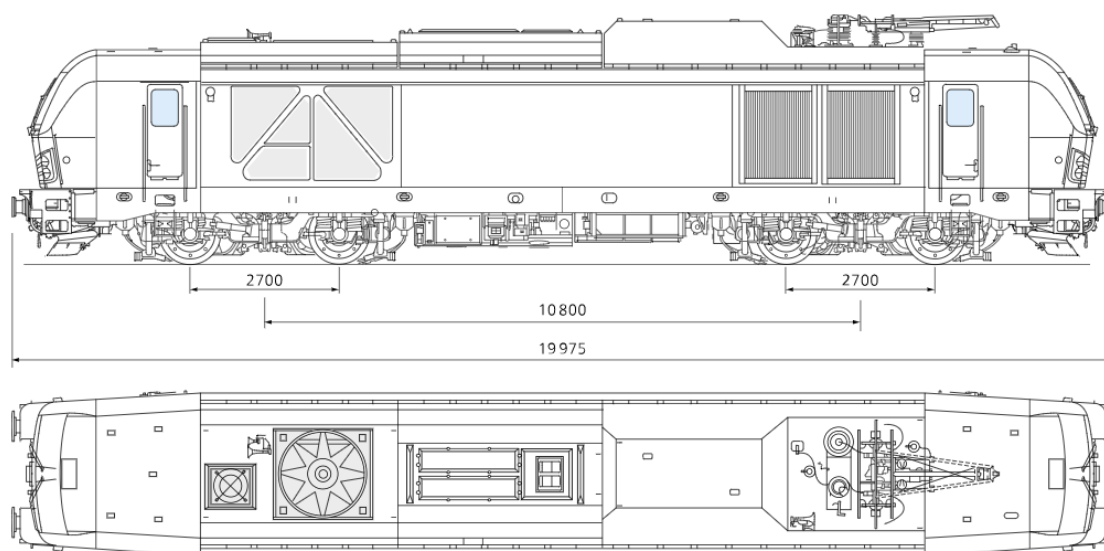
*Obr. 1: Siemens Vectron Dual mode [1]*

V roce 2018 byl na trh uveden nový člen rodiny, Vectron Dual mode (Obr. 1), který přímo vychází z plně spalovací verze. Liší se prakticky pouze vybavením strojovny. Zmenšila se palivová nádrž a přibyla elektrická výzbroj pro napájení střídavým proudem 15 kV / 16,7 Hz. Hmotnost lokomotivy vzrostla z 82 na 90 t. Výkonové parametry jsou v obou režimech provozu téměř rovnocenné a oba umožňují jízdu maximální rychlostí 160 km/h. Parametry verze „Dual mode“ jsou souhrnně uvedeny v následující tabulce (Tab. 1), rozměry (Obr. 2) a uspořádání strojovny (Obr. 3) jsou pak patrné z obrázků.

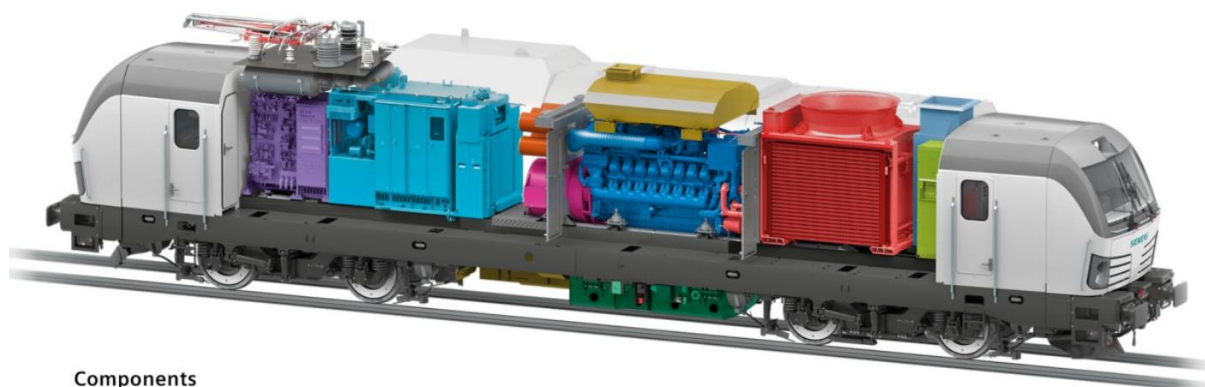
*Tab. 1: Parametry lokomotivy Siemens Vectron Dual Mode [1][4]*

rozchod koleje	1 435 mm
délka přes nárazníky	19 975 mm
vzdálenost otočných čepů	10 800 mm
rozvor podvozku	2 700 mm
průměr kol (nových/minimální)	1 100 mm / 1 020 mm
uspořádání pojezdu	Bo'Bo'
max. hmotnost	90 t
nápravové zatížení	22,5 t
max. rychlost	160 km/h
výkon (elektrický/spalovací režim)	2 400 kW / 2 000 kW
max. tažná síla	300 kN
výkon spalovacího motoru	2 400 kW
objem palivové nádrže	2 600 l
napájecí soustavy	15 kV / 16,7 Hz





Obr. 2: Siemens Vectron Dual mode, rozměry [3]

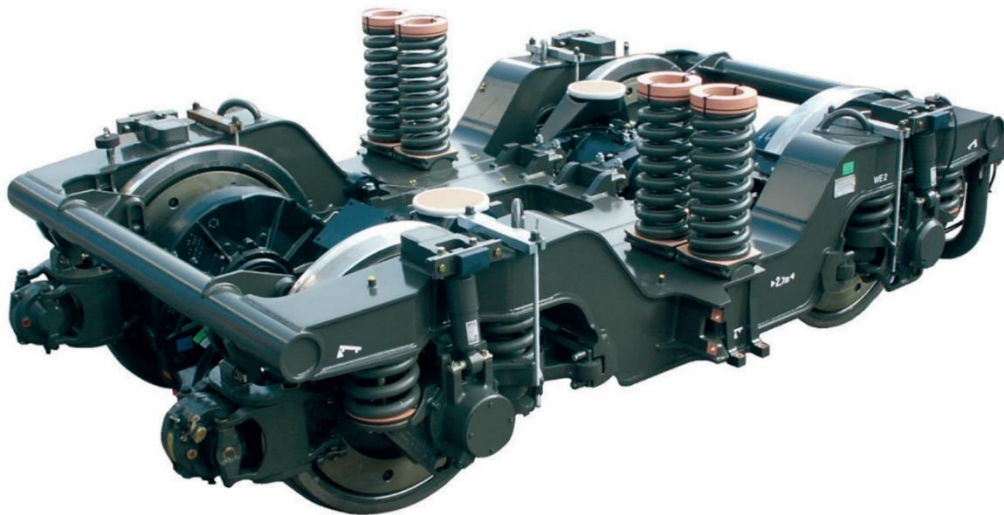


#### Components

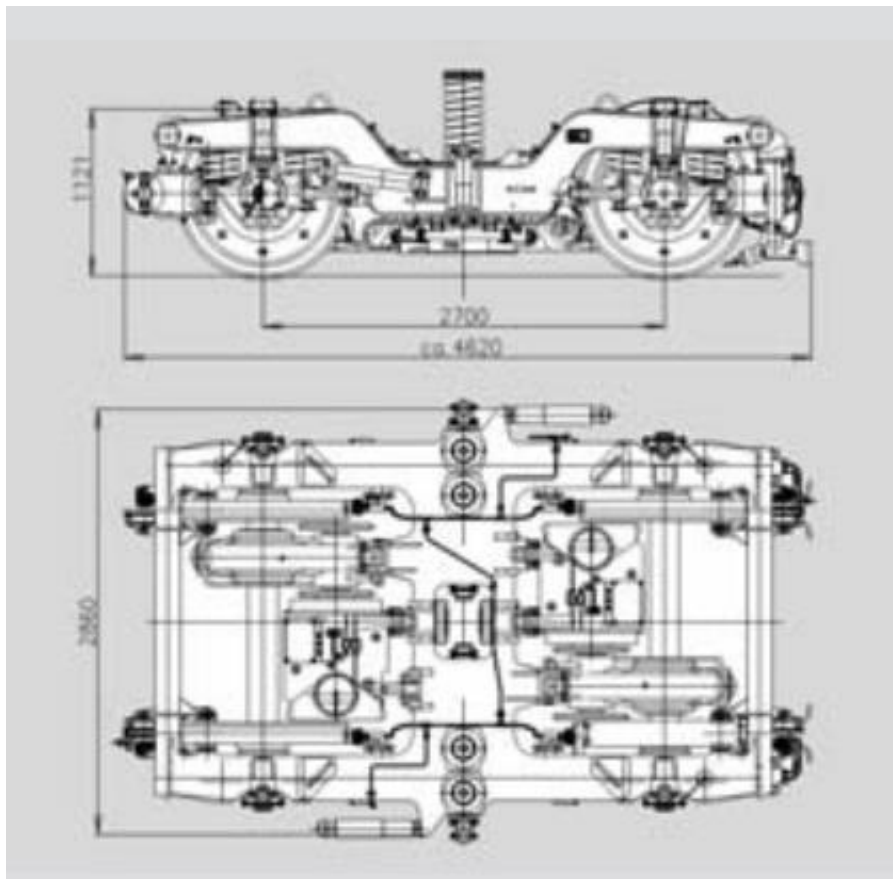
- |                          |  |                  |
|--------------------------|--|------------------|
| Dynamic braking resistor | Engine air intake system                                     | Brake rack       |
| Train-protection cabinet | Alternator   | Fuel tank        |
| Engine cooling plant     | Electric cabinet with central blower and switching equipment | Main transformer |
| Diesel engine            |  | Pantograph       |
| Particle filter          |  |                  |

Obr. 3: Siemens Vectron Dual mode, uspořádání [1]

Podvozek SF3 (Obr. 4, Obr. 5) je dvounápravový trakční podvozek osazený dvěma asynchronními elektromotory o jmenovitém výkonu 750 kW. Pohon dvojkolí je částečně odpružený. Trakční motory jsou upevněny na hlavním příčnicku rámu, převodovka je zavěšena svislou závěškou a s motorem spojena kloubovým hřídelem, jenž prochází skrz dutý pastorek. Přenos podélných sil z dvojkolí na rám podvozku je zajištěn trojhlavými ojnicemi uloženými v pryžokovových kloubech. Mezi rámem podvozku na skříní lokomotivy přenos podélných sil zajišťuje svislý otočný čep zapuštěný do hlavního příčnicku, kde dosedá na pryžokovové tlumící prvky. Primární i sekundární vypružení je řešeno ocelovými vinutými pružinami. [1][2][4]



Obr. 4: podvozek Siemens SF3 [5]



Obr. 5: podvozek Siemens SF3, rozměry [5]

### 2.1.2 Bombardier TRAXX AC3 Last mile

Společnost Bombardier Transportation nabízí svoji platformově řešenou řadu čtyřnápravových lokomotiv pro osobní i středně těžkou nákladní dopravu. První verze byly postaveny v roce 2000, pod obchodní značkou TRAXX lokomotivy nabízí od roku 2003.



*Obr. 6: Bombardier TRAXX AC3 Last mile [7]*

Základní je dvousystémová varianta lokomotivy napájená střídavým proudem 15 kV / 16,7 Hz nebo 25 kV / 50 Hz s výkonem 5,6 MW. Později do rodiny přibýly i stejnosměrná 3 kV nebo 1,5 kV a čtyřsystémová verze, opět s výkonem 5,6 MW (4 MW při napájení 1,5 kV DC). Diesellová varianta je konstrukčně shodná s elektrickými verzemi, a to včetně trakčních podvozků. Její výkon je 2,2 MW.

Na základě požadavků zákazníka jsou montovány různé typy podvozků. Rozměrově i provedením jsou shodné, liší se pouze uspořádáním pohonu. Pro rychlosti do 140 km/h je motor upevněn v tlapovém uspořádání, pro verze s max. rychlostí 160 km/h je pohon částečně odpružen.

Verze AC3 doplněná pomocným spalovacím motorem (Obr. 6) vyjela v roce 2011. Jedná se o dvousystémovou střídavou lokomotivu s elektrickým výkonem 5,6 MW. Spalovací motor má výkon pouze 230 kW a na neelektrifikované trati umožňuje jízdu rychlostí 60 km/h. Parametry verze „AC3 Last mile“ jsou souhrnně uvedeny v následující tabulce. Od roku 2018 je k dostání i čtyřsystémová varianta MS3 doplněná Last mile modulem.

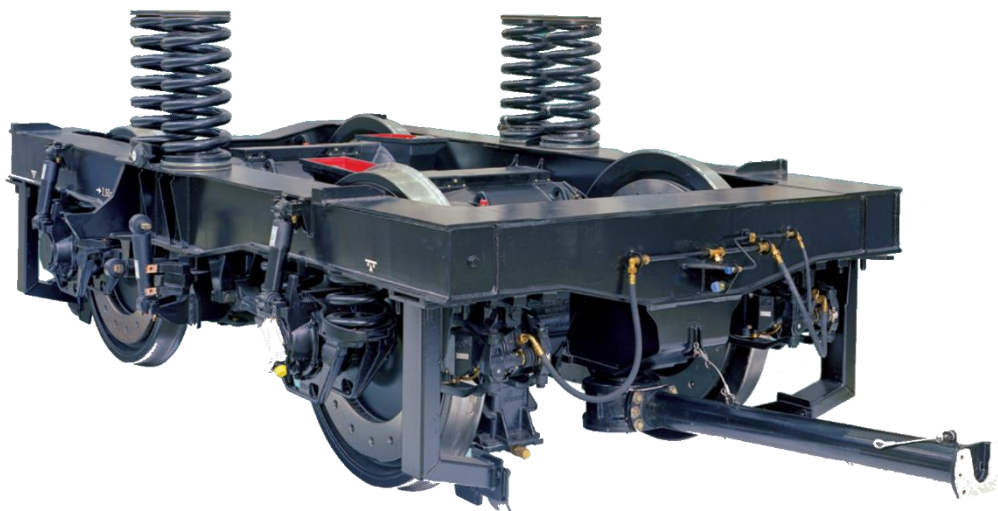
*Tab. 2: Parametry lokomotivy Bombardier TRAXX AC3 Last Mile [5][8]*

rozchod koleje	1 435 mm
délka přes nárazníky	18 900 mm
vzdálenost otočných čepů	10 440 mm
rozvor podvozku	2 600 mm
průměr kol (nových/minimální)	1 250 mm / 1 170 mm

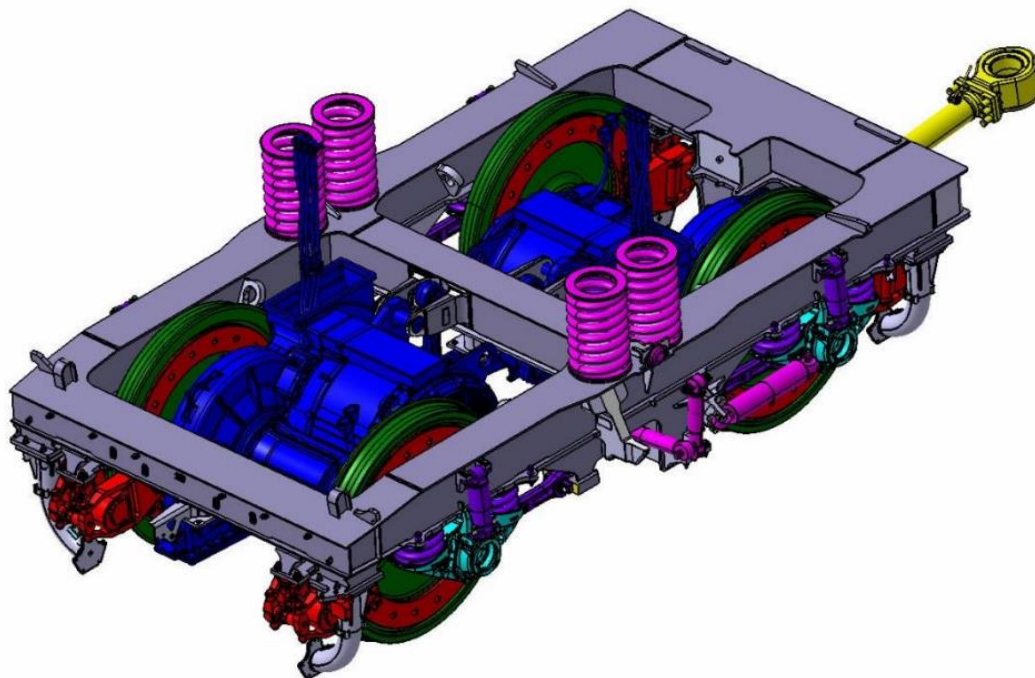
uspořádání pojezdu	Bo'Bo'
max. hmotnost	84 t
nápravové zatížení	21 t
max. rychlost (elektrický/spalovací režim)	140 km/h / 60 km/h
výkon (elektrický/spalovací režim)	5 600 kW / 180 kW
max. tažná síla	300 kN
výkon spalovacího motoru	230 kW
objem palivové nádrže	400 l
napájecí soustavy	15 kV / 16,7 Hz 25 kV / 50 Hz

Podvozek FLEXX Power 140 EU3 (Obr. 7, Obr. 8) je určen především pro nákladní dopravu, umožňuje jízdu rychlostí do 140 km/h. Základem podvozku je uzavřený svařovaný rám velmi prostých tvarů. Obě dvojkolí jsou poháněna tlakovými trakčními motory o jmenovité výkonu 1,4 MW. Motor spolu s převodovkou tvoří kompaktní celek, jenž je na hřídeli dvojkolí nesen dvojicí valivých ložisek. Celé uložení včetně střední části hřídele je kryto trubkou. K hlavnímu příčníku rámu jsou motory upevněny svislými závěskami.

Přenos podélných sil z dvojkolí na rám podvozku je zajištěn dvojhlavými ojnicemi uloženými v pryžokovových kloubech. Na skříň lokomotivy tažné síly přenáší jedna robustní šikmá tyč, která je upevněna na čelním příčníku rámu a směřuje do středu skříně, tedy je v závislosti na směru jízdy namáhána na tlak či na vzpěr. Primární i sekundární vypružení je řešeno ocelovými vinutými pružinami. [5][8][9]



Obr. 7: podvozek Bombardier FLEXX Power 140 EU3 [9]



*Obr. 8: podvozek Bombardier FLEXX Power 140 EU3, model [8]*

### 2.1.3 Stadler EuroDual

Společnost Stadler Rail nabízí na evropském trhu svoji duální lokomotivu s obchodním názvem EuroDual (Obr. 9). Jde o výkonnou šestnápravovou lokomotivu pro osobní i těžší nákladní dopravu.



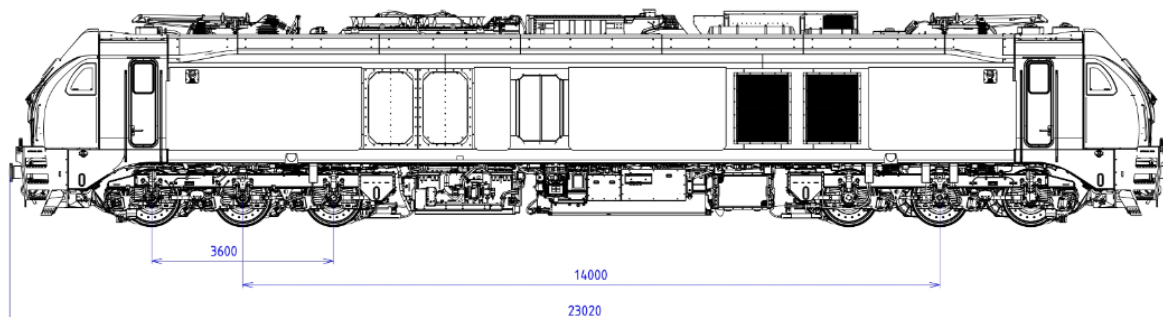
*Obr. 9: Stadler EuroDual [10]*

Řada lokomotiv Euro čítá celou řadu čtyř i šestnápravových typů. Základem byly diesel-elektrické lokomotivy Euro3000 a Euro4000, později přibylo i několik elektrických variant, například Euro6000. EuroDual není jediným dvousilovým členem této rodiny, v nabídce jsou též čtyřnápravové varianty UKDual pro Velkou Británii a PrasaDual pro Jihoafrickou republiku.

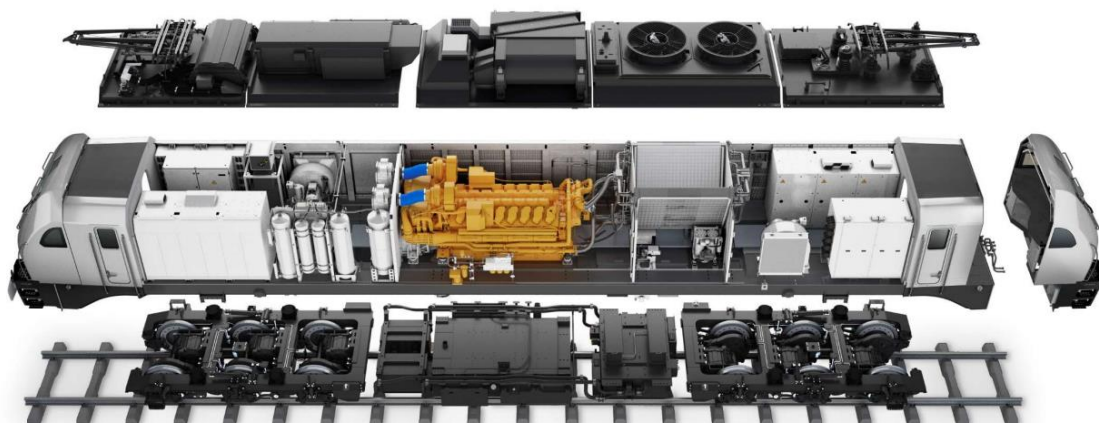
Popisovaná šestnápravová lokomotiva může být v režimu závislé trakce napájena střídavým proudem. V systému 25 kV / 50 Hz je její výkon 7 MW, při napájení 15 kV / 16,7 Hz pak 6,15 MW. Nezávislý provoz zajišťuje diesellový motor, jenž lokomotivě dodává výkon 2,8 MW. Technické údaje jsou souhrnně uvedeny v následující tabulce (Tab. 3), rozměry a uspořádání lokomotivy jsou znázorněny na následujících obrázcích (Obr. 10, Obr. 11).

*Tab. 3: Parametry lokomotivy Stadler EuroDual [10][11][12]*

rozchod koleje	1 435 mm
délka přes nárazníky	23 020 mm
vzdálenost otočných čepů	14 000 mm
rozvor podvozku	3 600 mm (2x 1800 mm)
průměr kol (nových)	1 067 mm
uspořádání pojezdu	Co'Co'
max. hmotnost	123 t
nápravové zatížení	20,5 t
max. rychlost	160 km/h
výkon (elektrický/spalovací režim)	7 000 kW při 25 kV 6 150 kW při 15 kV 2 800 kW diesel
max. tažná síla	500 kN
výkon spalovacího motoru	3 400 kW
objem palivové nádrže	3 500 l
napájecí soustavy	15 kV / 16,7 Hz 25 kV / 50 Hz



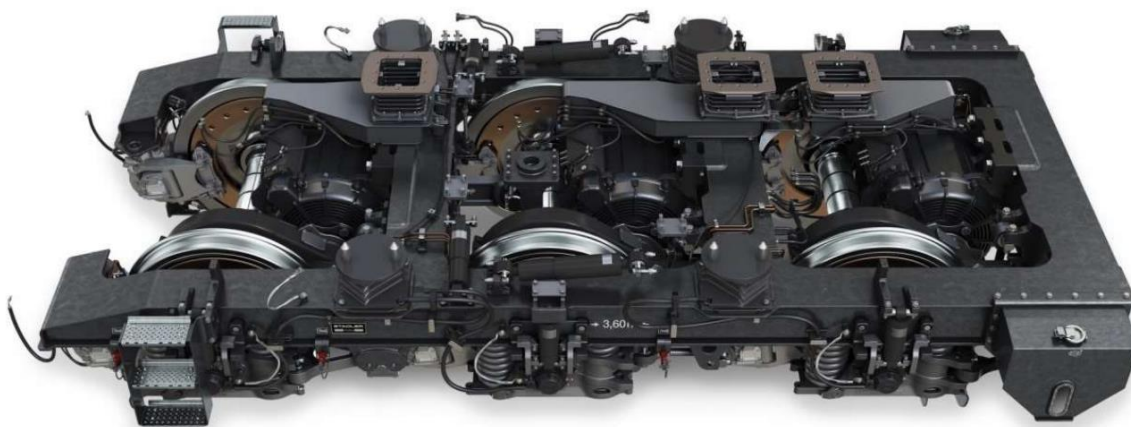
*Obr. 10: Stadler EuroDual, rozměry [13]*



*Obr. 11: Stadler EuroDual, uspořádání [12]*

Třínápravový podvozek pro rychlosti až do 160 km/h (Obr. 12) je osazen třemi asynchronními trakčními motory jmenovitého výkonu 1,2 MW. Motory jsou pevně uchyceny přímo k příčnickům rámu. Převodovka je nesena na jedné straně valivými ložisky na hřídeli dvojkolí, na druhé svislou závěskou spuštěnou z příčnicku rámu. Přenos výkonu mezi motorem a převodovkou je zajištěn kloubovým hřídelem, jenž prochází dutým pastorkem převodovky.

Přenos podélných sil z dvojkolí na rám podvozku je zajištěn trojhlavými ojnicemi uloženými v pryžokovových kloubech. Na skříň lokomotivy jsou tažné síly přenášeny svislým čepem, který je z prostorových důvodů posunut od osy podvozku směrem od středu lokomotivy. Skutečná vzdálenost otočných čepů tedy je větší než vzdálenost os prostředních dvojkolí uvedená na výkrese. Primární vypružení je řešeno ocelovými vinutými pružinami. Druhý stupeň vypružení zajišťují čtyři pryžokovové sloupky rozmístěné půdorysně přibližně do tvaru čtverce. [10][11][12]



*Obr. 12: podvozek Stadler EuroDual [12]*

### 2.1.4 Pesa Gama 111Ed Marathon

Polský výrobce kolejových vozidel Pesa představil v roce 2012 platformovou řadu čtyřnápravových lokomotiv „Gama“. Je zajímavé, že duální verze, prodávaná pod názvem „Gama Marathon“ (Obr. 13), vznikla jako první. Až později přibyla provedení čistě elektrická i čistě spalovací.



Obr. 13: Pesa Gama 111Ed Marathon [14]

Gama Marathon v elektrickém režimu je jednosystémová lokomotiva provozovatelná ve stejnosměrné 3 kV napájecí soustavě. (V Polsku se používá pouze tato.) S výkonem 5,6 MW může jezdit rychlostí až 160 km/h (nákladní verze 140 km/h). Pro provoz v režimu nezávislé trakce slouží spalovací motor o výkonu 403 kW, jenž umožňuje jízdu rychlostí do 40 km/h.

Od roku 2021 Pesa pracuje na vývoji nové duální lokomotivy Gama, která by měla v obou režimech provozu podobné výkonové charakteristiky.

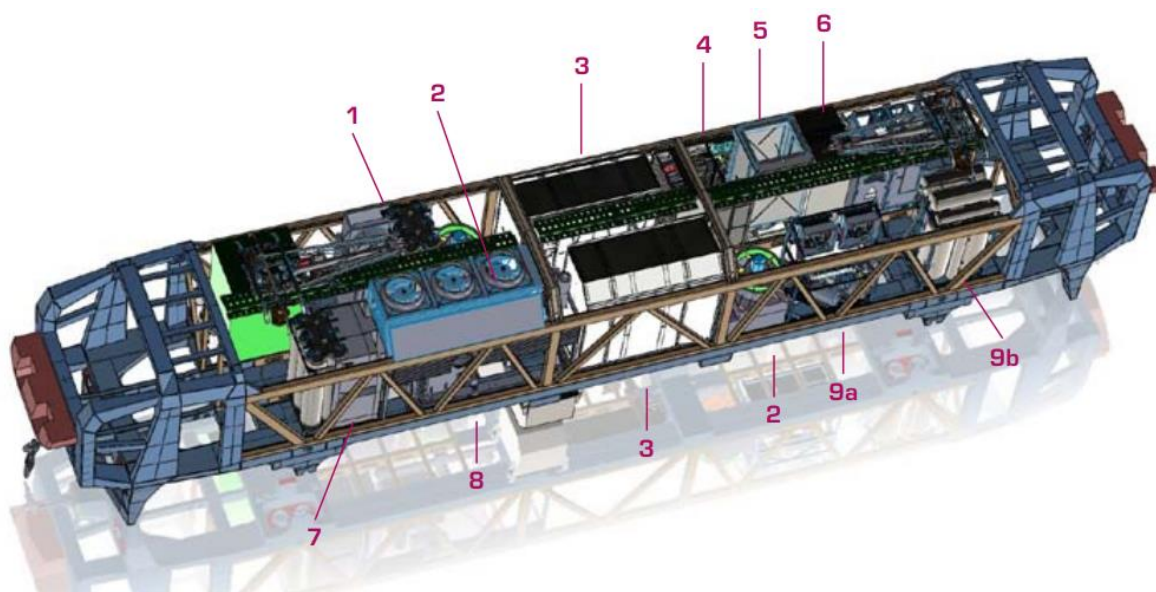
Parametry lokomotivy „Gama Marathon“ jsou souhrnně uvedeny v následující tabulce (Tab. 4), uspořádání strojovny je znázorněno na obrázku (Obr. 14).

Tab. 4: Parametry lokomotivy Pesa Gama 111Ed Marathon [14][15]

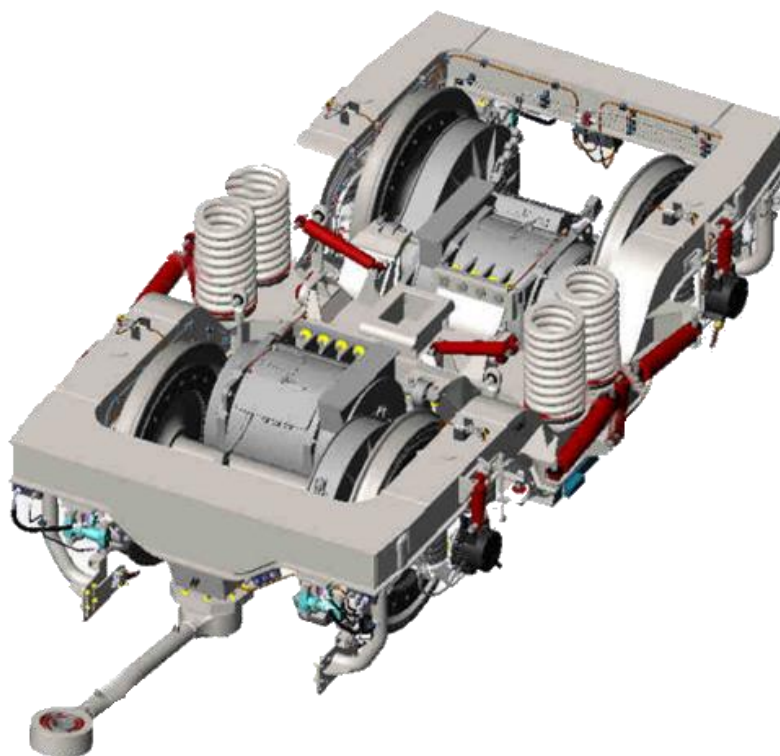
rozchod koleje	1 435 mm
délka přes nárazníky	19 800 mm
vzdálenost otočných čepů	10 700 mm
rozvor podvozku	2 800 mm
průměr kol (nových/minimální)	1 250 mm / 1 170 mm
uspořádání pojezdu	Bo'Bo'
max. hmotnost	84 t
nápravové zatížení	21 t
max. rychlost (elektrický/spalovací režim)	160 km/h / 40 km/h



výkon (elektrický/spalovací režim)	2 800 kW / 170 kW
max. tažná síla	320 kN
výkon spalovacího motoru	400 kW
objem palivové nádrže	900 l
napájecí soustavy	3 kV DC



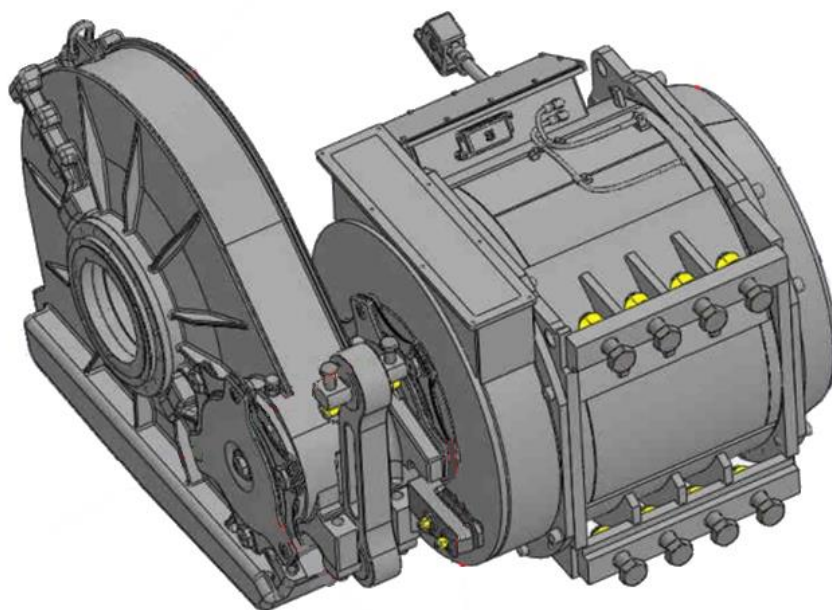
Obr. 14: Pesa Gama 111Ed Marathon, uspořádání [14]



Obr. 15: podvozek Pesa Gama [15]

Dvounápravový trakční podvozek (Obr. 15) je velmi podobný lokomotivním podvozkům Siemens. Konstrukce rámu, vedení dvojkolí trojhlavými ojnicemi i primární vypružení jsou prakticky shodné. Identická je i koncepce částečně odpruženého pohonu kloubovým hřídelem s dutým pastorkem převodovky, konstrukční rozdíl tkví pouze v řešení upevnění trakčních motorů přímo k hlavnímu příčnicku (Obr. 16).

Rozdílně je řešen přenos podélných sil z rámu podvozku na skříň lokomotivy, zde je řešen šikmou tyčí upevněnou k čelnímu příčnicku rámu a směřující do středu lokomotivy. Tyč je tedy v závislosti na orientaci podélné síly namáhána buď tahem, nebo vzpěrem. Sekundární vypružení zajišťují opět ocelové vinuté pružiny. [14][15]



*Obr. 16: podvozek Pesa Gama, pohon [15]*

## 2.2 Duální elektrické lokomotivy s akumulátorem

Napájet lokomotivu z akumulátoru je myšlenka realizovaná již poměrně dávno. Posunovací lokomotiva napájená z olověných baterií byla na pražském Hlavním nádraží v provozu již ve 20. letech minulého století. Dnes se v oblasti posunovacích lokomotiv běžně provozují hybridní řešení; elektrické akumulátorové lokomotivy (bez možnosti napájení z troleje) se spalovacím motorem, jenž slouží pouze pro dobíjení baterií. Takové vozidlo nabízí například český výrobce CZ Loko.

Zásadní výhodou vozidla vybaveného akumulátorem je možnost rekuperace energie při elektrodynamickém brzdění i v režimu nezávislé trakce. Ne všechny elektrifikované tratě navíc umožňují při brzdění vracet energii do sítě, proto i v závislém režimu je rekuperační dobíjení baterií výhodné.

S duálními vozidly napájenými z troleje nebo akumulátoru se můžeme setkat v městské hromadné dopravě. Některé dopravní podniky provozují tramvaje, které se na části trati či jen v zastávkách dobíjí z troleje a po zbytek jízdy jsou energii dodává akumulátor. Podobná řešení se objevují i v příměstské a regionální železniční dopravě v podobě jednotek označovaných BEMU. Lokomotivy této koncepce zatím běžné nejsou.

### 2.2.1 CRRC Bison Super Last mile

Maďarská pobočka Rail Cargo Hungaria rakouského dopravce ÖBB objednala v roce 2019 dvě duální lokomotivy pro traťovou službu od čínské společnosti CRRC Zhuzhou Locomotive. Do Evropy byly dodány na konci roku 2020, pro provoz schváleny v roce 2021.



*Obr. 17: CRRC Bison Super Last Mile [18]*

CRRC Bison Super Last Mile (Obr. 17, Obr. 18) je čtyřnápravová elektrická lokomotiva určená pro nákladní dopravu rychlostí do 140 km/h na elektrifikovaných i neelektrifikovaných tratích. Při napájení střídavým proudem 15 kV / 16,7 Hz nebo 25 kV / 50 Hz z troleje je její výkon 5,6 MW. Zdrojem energie v režimu nezávislé trakce jsou lithiové baterie o celkové kapacitě 200 kWh schopné dodat výkon 350 kW. Parametry jsou souhrnně uvedeny v tabulce (Tab. 5).

V roce 2022 společnost CRRC představila čtyřsystémovou verzi lokomotivy Bison, kterou je navíc možno napájet ze stejnosměrného trolejového vedení 3 kV i 1,5 kV. Výrobce udává výkon 6,4 MW a rychlost 160 km/h, na přání zákazníka i 230 km/h. Fyzicky však tato lokomotiva pravděpodobně zatím neexistuje.

*Tab. 5: Parametry lokomotivy CRRC Bison Super Last Mile [17][20]*

rozchod koleje	1 435 mm
délka přes nárazníky	19 470 mm
vzdálenost otočných čepů	9 580 mm
rozvor podvozku	2 900 mm
průměr kol (nových/minimální)	1 250 mm / 1 170 mm
uspořádání pojezdu	Bo'Bo'
max. hmotnost	90 t
nápravové zatížení	22,5 t
max. rychlost	140 km/h
výkon (závislý/nezávislý režim)	5 600 kW / 350 kW
max. tažná síla	300 kN
kapacita akumulátoru	200 kWh
napájecí soustavy	15 kV / 16,7 Hz 25 kV / 50 Hz



*Obr. 18: CRRC Bison Super Last Mile [19]*

Dvounápravový trakční podvozek pro nákladní dopravu (Obr. 19) umožňuje jízdu rychlostí do 140 km/h. Dostupných zdrojů bohužel není mnoho a vizualizace na prospektech výrobce jsou zjednodušené a značně zavádějící. Některé konstrukční prvky se liší od provedení na fotografiích, jiné zde zcela chybí.

Na fotografiích je vidět, že dvojkolí jsou s rámem podvozku propojena kyvným ramenem a vypružena na každé straně jednou ocelovou vinutou pružinou. Neobvyklé je řešení přenosu podélných sil z rámu podvozku na skříň lokomotivy vodorovnou tyčí umístěnou pod osami

dvojkolí. Je uchycena v konzole na středovém příčnicku rámu a vedena k čelníku skříně. Sekundární vypružení je řešeno taktéž ocelovými vinutými pružinami.



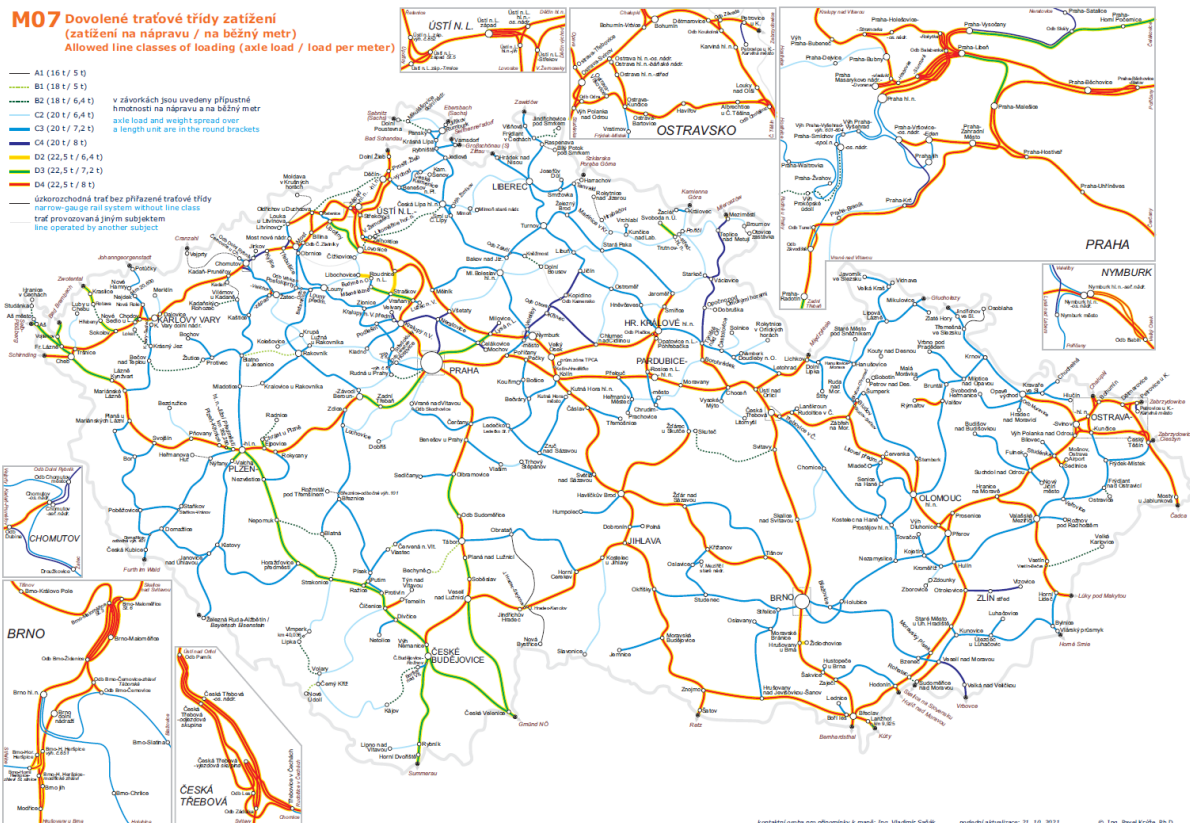
*Obr. 19: podvozek CRRC Bison [20]*

O uspořádání pohonu výrobce neuvádí žádné informace. Na základě znalosti maximální rychlosti 140 km/h a určení pro nákladní dopravu se lze domnívat, že jsou použity tlakové motory, jejichž jmenovitý výkon pravděpodobně je 1,4 MW. [16][17][19][20]

### 3 Zhodnocení konceptu dvousilové elektrické lokomotivy

Zadání práce požaduje navrhnout duální elektrickou lokomotivu pro traťovou službu na hlavních i vedlejších tratích v České republice s výkonem 2,2 MW v závislé trakci a 1,2 MW v nezávislé trakci.

Z podmínek v určené oblasti provozu je možno vyvodit některé další předpoklady pro konstrukci. Na obrázcích níže (Obr. 20, Obr. 21) jsou mapy železniční sítě v České republice. První obrázek znázorňuje povolená traťová zatížení, na druhém jsou tratě rozděleny podle typu elektrické napájecí soustavy.

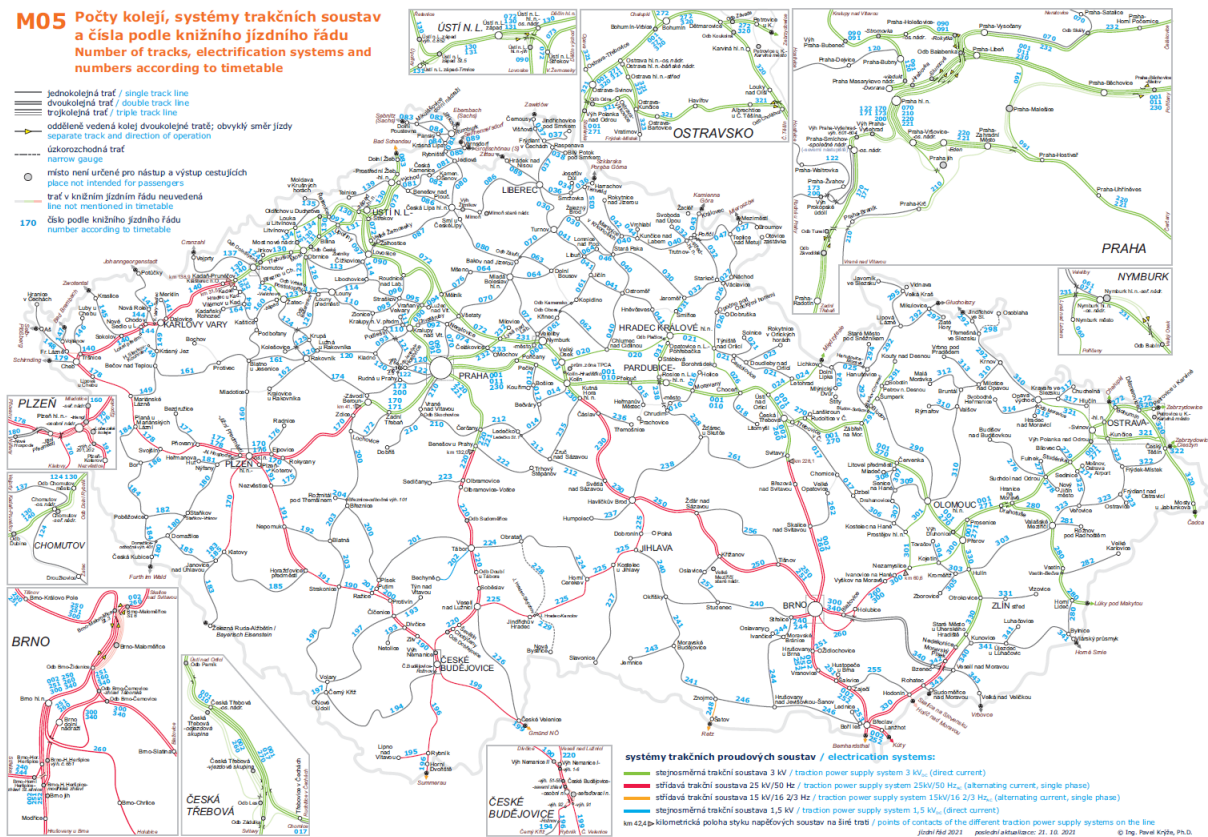


Obr. 20: dovolené traťové třídy zatížení v ČR [21]

Z obrázku (Obr. 20) je patrné, že většina tratí u nás spadá do tříd C a D. Aby byla dualita lokomotivy smysluplně využita, musí být uzpůsobena právě i provozu na tratích třídy C, neboť tratě třídy D jsou vesměs elektrifikovány. Důležitým předpokladem pro konstrukci tedy bude dodržení nápravového zatížení 20 tun.

Co se týče elektrických napájecích soustav, naše železniční síť je rozdělena na dvě části, dnes přibližně stejně velké. Elektrické vozidlo pro celostátní provoz tedy musí být dvousystémové, což komplikuje konstrukci a prodražuje výrobu. Sjednocení na střídavou soustavu se plánuje již mnoho let, jeho dokončení je však zatím v nedohlednu.

**M05** Počty kolejí, systémy trakčních soustav a čísla podle knižního jízdního řádu  
Number of tracks, electrification systems and numbers according to timetable



Obr. 21: systémy trakčních soustav v ČR [21]

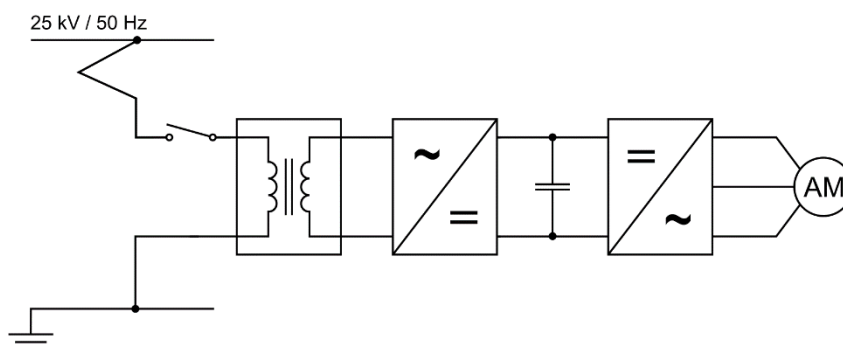
Obecně lze říci, že železniční síť v ČR je velmi hustá a tratě jsou poměrně obloukovité, a to včetně hlavních. Je to dáno dobou jejich vzniku, kdy se nepředpokládala jízda rychlostmi, jež jsou dnes běžné. Naproti tomu byl tehdy limitující výkon lokomotiv, kterým bylo omezeno možné stoupání. Obloukovité tratě vznášejí požadavek na vhodnou konstrukci podvozku s nepříliš velkým rozvozem náprav a řešením pohonu, které bude vhodně způsobem minimalizovat dynamické účinky na trať.

Po zvážení zmíněných okolností a s ohledem na poznatky o konstrukčních řešeních, získané v rešeršní části diplomové práce, jsem dospěl ke konceptu čtyřnápravové skříňové lokomotivy s pojezdem Bo'Bo'. Navrhovaná lokomotiva bude dvousystémová a jako zdroj energie v režimu nezávislé trakce poslouží akumulátor. Délka lokomotivy přes nárazníky uvažují 19 m, vzdálenost otočných čepů 9,5 m a rozvor podvozků 2,8 m. Nápravové zatížení nepřesáhne 20 tun.

### 3.1 Pohonný řetězec

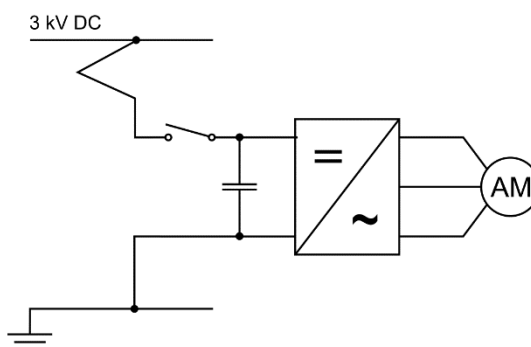
Funkcí lokomotivy je přeměňovat energii ze zdroje (v tomto případě troleje či akumulátoru) na tažnou sílu žádané velikosti. K transformaci energie elektrické na energii mechanickou slouží pohonný řetězec. Ten je v případě vícesystémového řešení složitější, neboť požadovaný výstup, tažnou sílu na obvodu kol, dokáže vytvořit z různých forem vstupní energie.

Samotnou přeměnu elektrické energie na mechanickou zajišťují trakční motory. V současnosti používané asynchronní motory vynikají jednoduchou konstrukcí a nízkou hmotností vztaženou na jednotku výkonu. Otáčky asynchronních motorů jsou řízeny změnou napájecí frekvence v polovodičovém frekvenčním měniči. Tento měnič je složen ze vstupního usměrňovače, stejnosměrného meziobvodu a samotného střídače, jenž generuje na výstupu napětí žádané frekvence. Ostatní části pohonného řetězce se liší v závislosti na trakční napájecí soustavě. Při provozu ve střídavém systému 25 kV / 50 Hz (Obr. 22) se jednofázové střídavé napětí nejprve sníží v transformátoru na nižší hodnotu (obvykle 1,5 kV nebo 3 kV). Tímto nižším napětím se napájí frekvenční měnič přes vstupní usměrňovač.



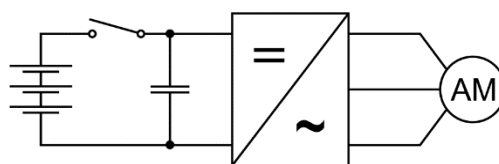
Obr. 22: schéma pohonného řetězce střídavé elektrické lokomotivy

Ve stejnosměrném systému (Obr. 23) je pohonný řetězec jednodušší, neboť frekvenční měnič je možno napájet přímo napětím 3 kV z troleje. Odpadá i použití vstupního usměrňovače, napájí se přímo stejnosměrný meziobvod měniče. Obdobný je i řetězec při pohonu z akumulátoru (Obr. 24), je vhodné napájet přímo stejnosměrný meziobvod frekvenčního měniče.



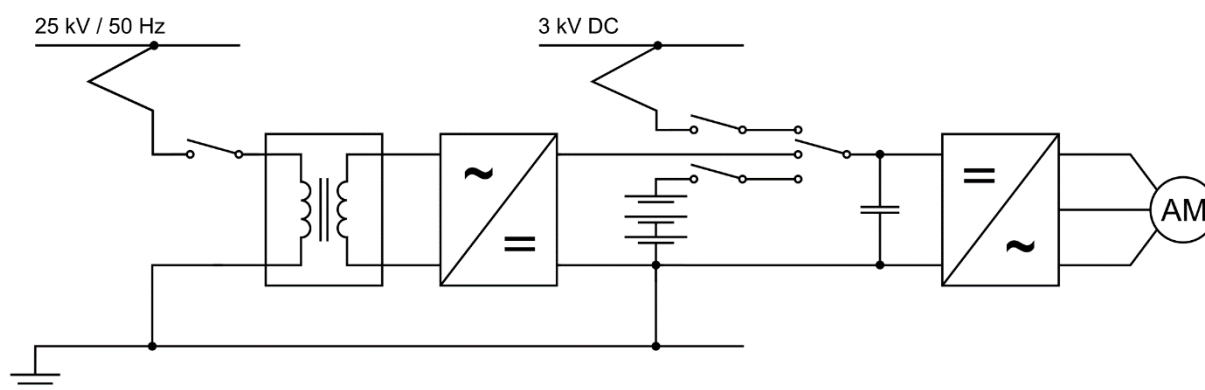
Obr. 23: schéma pohonného řetězce stejnosměrné elektrické lokomotivy





*Obr. 24: schéma pohonného řetězce akumulátorové lokomotivy*

Z výše uvedeného vyplývá, že u vícesystémového vozidla je vhodné použít měnič se stejnosměrným meziobvodem stejného napětí, jakým je napájeno z troleje ve stejnosměrné soustavě. U dvouzdrojového akumulátorového vozidla je naopak záhodno přizpůsobit napětí akumulátoru stejnosměrnému meziobvodu měniče. V tomto konkrétním případě to znamená měnič s 3 kV meziobvodem a 3 kV akumulátor. Navržený a v dalších výpočtech uvažovaný pohonný řetězec je schematicky znázorněn na následujícím obrázku (Obr. 25).



*Obr. 25: schéma pohonného řetězce navržené duální elektrické lokomotivy*

### 3.1.1 Trakční akumulátor

Potřebná kapacita akumulátoru a z ní plynoucí rozměry a hmotnost budou hrát klíčovou roli v celém dalším návrhu lokomotivy.

V současnosti jsou pro pohon hybridních a nezávislých elektrických vozidel, jak silničních, tak i kolejových, používány především lithiové akumulátory. Konkrétně jde konstrukční řešení li-ion, tedy články s kapalným elektrolytem. Trakční baterie složené z těchto článků dosahují hustoty energie 0,1 až 0,2 kWh/kg a 250 až 670 kWh/m<sup>3</sup>. Hodnota závisí jednak na samotném provedení článků, ale také na příslušenství baterie v závislosti na oblasti jejího použití. Jde například o chladicí či vytápěcí systémy nebo o samotnou konstrukci skříně baterie. Pro další návrh trakčního akumulátoru budu uvažovat hodnoty hustoty energie 0,145 kWh/kg, respektive 460 kWh/m<sup>3</sup>. [21]

Rozhodl jsem se při návrhu akumulátoru vyjít z požadovaného výkonu lokomotivy a času, po který by měla být schopna nezávislého provozu. Požadavek na výkon lokomotivy v režimu nezávislé trakce je 1 200 kW na obvodu kol. Následující výpočty provedu pro 1 hodinu provozu v krajním případě, tedy po celou dobu na maximální výkon.

Při energetické bilanci je třeba uvážit účinnosti jednotlivých komponent pohonného řetězce. Ve výpočtech zohledním ztráty v měničích, trakčních motorech a převodovkách. Účinnost trakčního motoru i měniče se v průběhu jízdního cyklu mění v závislosti na pracovním bodě motoru. Tuto skutečnost zanedbám a ve výpočtu budu uvažovat průměrné hodnoty účinností, jež jsou vyčísleny v následující tabulce (Tab. 6).

Tab. 6: Uvažované účinnosti

<i>komponenta</i>	<i>značka</i>	<i>účinnost</i>
měnič	$\eta_M$	0,98
trakční motor	$\eta_{TM}$	0,93
převodovka	$\eta_P$	0,98

Dále je třeba uvažovat napájení pomocných pohonů, tedy ventilátorů nuceného chlazení trakčních motorů, kompresoru, osvětlení či vytápění stanoviště strojvedoucího. Příkon pomocných pohonů činí 4 až 8 % jmenovitého výkonu lokomotivy, budu uvažovat hodnotu 6 %.

$$P_0 = \frac{P}{\eta_C} + P_P = P \cdot \left( \frac{1}{\eta_M \cdot \eta_{TM} \cdot \eta_P} + \xi_P \right) \quad (1)$$

$$P_0 = 1\,200 \cdot \left( \frac{1}{0,98 \cdot 0,93 \cdot 0,98} + 0,06 \right) \doteq 1\,416 \text{ kW}$$

Bude-li lokomotiva sloužit v osobní dopravě, nesmí se zapomenout na napájení vozů, tzv. vlakové topení. Nejde jen o vytápění v zimním období, ale i o osvětlení, klimatizaci, přípojky 230 V pro cestující či zajištění připojení k internetu. Udává se hodnota 50 kW na vůz. Například pro osobní vlak (rychlík) s 8 vozy

$$P_{0os} = P_0 + P_{VT} = P_0 + n \cdot P_{vůz} = 1\,416 + 8 \cdot 50 = 1\,816 \text{ kW} \quad (2)$$

Aby byla zachována životnost lithiových baterií, nesmějí být vybity úplně. Jejich užitečná kapacita tvoří přibližně 80 % kapacity celkové. S respektováním tohoto požadavku můžu pro hodinový provoz lokomotivy stanovit potřebnou kapacitu jako

$$K = \frac{E}{\xi_{bat}} = \frac{P_0 \cdot t}{\xi_{bat}} = \frac{1\,416 \cdot 1}{0,8} = 1\,770 \text{ kWh} \quad (3)$$

respektive pro osobní vlak jako

$$K_{os} = \frac{E}{\xi_{bat}} = \frac{P_{0os} \cdot t}{\xi_{bat}} = \frac{1\,816 \cdot 1}{0,8} = 2\,270 \text{ kWh} \quad (4)$$

Nyní je na místě se zamyslet nad získanými výsledky. Platí v případě, kdy lokomotiva pracuje po 1 hodinu maximálním výkonem, případně ještě dodává energii do 8 vozů. Taková situace je krajně nepravděpodobná, neboť na skutečné trati vždy bude vlak zrychlovat i zpomalovat, stoupat i klesat. Tento výpočet nikterak nezohledňuje rekuperaci energie při

brzdění elektrodynamickou brzdou. 8 vytápěných (či klimatizovaných) osobních vozů je vzhledem k jmenovitému výkonu lokomotivy také hodnota spíš nadsazená. Na základě těchto úvah navrhuji použít akumulátor s kapacitou 2 000 kWh, který bezpečně zajistí hodinový provoz nákladního vlaku a za běžných podmínek i vlaku osobního.

Proudová zatížitelnost lithiových baterií se udává v tzv. násobcích C. Proud (A), kterým můžeme baterii vybíjet nebo nabíjet, je přímo úměrný její kapacitě (Ah). Při překročení povolených proudů se zkracuje životnost baterie, je-li překročení vyšší řádově, dojde obvykle k požáru. Dovolené hodnoty se běžně pohybují okolo 5 C pro vybíjení a 3 C pro nabíjení. Baterii je tedy třeba vhodně navrhnout nejen co se týče celkové kapacity (kWh), ale i jmenovitého napětí.

V předchozí kapitole jsem zdůvodnil, proč by bylo výhodné použít akumulátor o jmenovitém napětí 3 000 V. Pro tuto variantu provedu výpočet proudových zatížení. Jmenovité napětí li-ion článku je 3,7 V; potom platí

$$n = \frac{U}{U_{\text{cl}}} = \frac{3\,000}{3,7} \doteq 810 \quad (5)$$

$$I \cdot t = \frac{E}{U} = \frac{2\,000\,000}{810 \cdot 3,7} = 667,3 \text{ Ah} \quad (6)$$

Pro získání žádaného napětí tedy bude potřeba 810 sériově zapojených li-ion článků. Pro uložení energie 2 000 kWh musí taková baterie mít kapacitu 667,3 Ah. Skutečné napětí na jednom článku se v závislosti na stupni nabití pohybuje od 2,5 do 4,1 V. Vypočteno výše, příkon lokomotivy při plném výkonu s 8 osobními vozy je 1 816 kW. Odtud lze určit maximální proud tekoucí baterií, a to ve stavu, kdy je baterie téměř vybitá

$$I_{\text{max}} = \frac{P_{0os}}{U_{\text{min}}} = \frac{1\,816\,000}{810 \cdot 2,5} = 896,8 \text{ A} \quad (7)$$

Maximální proud tekoucí baterií odpovídá násobku 1,34 C. Zvolená konfigurace (poměr napětí a kapacity) vyhovuje, baterie zvládne přenášet požadovaný výkon, aniž by hrozilo snížení životnosti. Z tohoto výsledku též plyne, že baterie (dokud nebude nabitá) zvládne pojmát rekuperovanou energii z elektrodynamického brzdění. Použití superkapacitoru tudíž není v této aplikaci nutné.

Navržený trakční akumulátor bude mít hmotnost

$$m_{\text{bat}} = \frac{E}{v_m} = \frac{2\,000}{0,145} = 13\,793 \text{ kg} \quad (8)$$

a objem

$$V_{\text{bat}} = \frac{E}{v_V} = \frac{2\,000}{460} = 4,35 \text{ m}^3 \quad (9)$$

Parametry navrženého akumulátoru jsou shrnuty v následující tabulce (Tab. 7).



Tab. 7: Parametry navrženého akumulátoru

celková energetická kapacita	2 000 kWh (7 200 MJ)
využitelná energetická kapacita (80%)	1 600 kWh (5 760 MJ)
počet článků	810
napětí článku (min. / nominální / max.)	2,5 V / 3,7 V / 4,1 V
napětí akumulátoru (min. / nom. / max.)	2 025 V / 2 997 V / 3 321 V
max. proud v provozu	900 A
teoretický max. vybíjecí proud (5C)	3 340 A
teoretický max. nabíjecí proud (3C)	2 000 A
hmotnost	13 800 kg
objem	4,35 m <sup>3</sup>

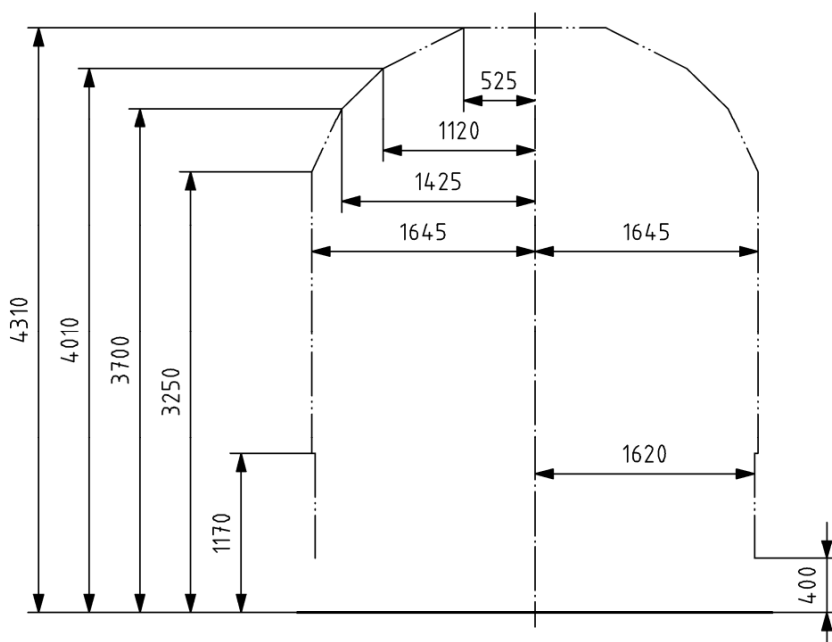
### 3.2 Obrys pro konstrukci

Rozměry skříně lokomotivy jsou v této části návrhu důležité zejména jako vstupní parametry pro rozvržení agregátů ve strojovně a určení polohy těžiště s ohledem na dodržení nápravových a kolových zatížení. Stěžejní tedy v tuto chvíli budou zejména rozměry prizmatické části skříně.

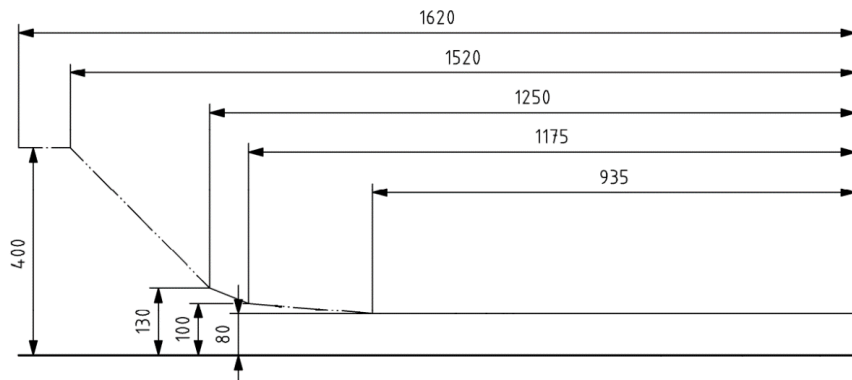
Obrys pro konstrukci vozidla vymezuje rozměry vozidla v rovině kolmé k ose koleje. Zadání práce požaduje vyhovět normě ČSN EN 15273-1, což je mezinárodně platná vyhláška, jí definovaný obrys pro konstrukci vozidla G1 zajišťuje přechodnost napříč evropskou normálně rozchodnou železniční sítí.

Norma ČSN EN 15273-1 zavádí jednak samotnou linii vztažného kinematického obrysu, tedy udává parametry křivky, přes kterou nesmí v žádném provozním stavu žádná část vozidla přesáhnout. Současně popisuje i postup, jakým určit maximální rozměry vozidla tak, aby se požadavkům vyhovělo a vztažná linie nebyla přesažena. Tento postup se nazývá výpočet zúžení podle kinematického obrysu.

Vztažná linie kinematického obrysu se skládá ze dvou částí, horní (nad 400 mm nad rovinou temene kolejnic) (Obr. 26), jež je společná pro všechna vozidla, a spodní (pod 400 mm), jejíž parametry závisí na oblasti provozu. Spodní část je přísněji omezena, pokud je vozidlu povolen provoz ve spádovištích na kolejových brzdách, není-li tomu tak, linie obrysu je větší. Jelikož navrhují lokomotivu pro traťovou službu, budu uvažovat pro spodní část linii obrysu GIC2 (Obr. 27).



Obr. 26: kinematický vztažný obrys G1 podle ČSN EN 15 273-1 [23]



Obr. 27: kinematický vztažný obrys GIC2 podle ČSN EN 15 273-1 [23]

### 3.2.1 Příčné omezení rozměrů skříně

Výpočet zúžení podle kinematického obrysu je postup, kterým se podle normy ČSN EN 15273-1 vypočtou maximální dovolené rozměry skříně vozidla. Zohledňuje nejen příčná posunutí díky vůli v kolejovém kanálu nebo ve vypružení, ale, na rozdíl od statického výpočtu, i naklonění skříně vozidla způsobená například nevykompenzovaným příčným zrychlením. Norma zavádí následující veličiny:

Asymetrie vozidla  $\eta_0$  je úhel naklonění skříně vozidla, které stojí na rovné koleji. Asymetrie může být způsobena například nerovnoměrným rozložením nákladu nebo špatně seřízeným vypružením. Je-li asymetrie menší než  $1^\circ$ , ve výpočtu se neuvažuje. Tento předpoklad v návrhu lokomotivy mohou uvažovat, a to vzhledem k požadavku na rovnoměrné rozložení kolových sil.

Součinitel náklonu  $s_z$  je poměr náklonu skříně vozidla vůči svisle ose koleje a úhlu stavebního převýšení. Jeho hodnotu 0,2 jsem odhadl po konzultaci s vedoucím práce.

Výška pólu kolébání skříně vozidla  $h_c$  definuje polohu bodu, kolem kterého se skříň otáčí kolem podélné osy. Při výpočtu budu uvažovat hodnotu 0,5 m, což je hodnota obvyklá pro elektrické lokomotivy.

Kinematické zúžení je část zúžení vozové skříně ve výpočtové výšce  $h$  daná jejím kvazistatickým nakloněním způsobeným účinkem nevyrovnané příční síly. Uvažuje se přebytek či nedostatek stavebního převýšení o velikosti 50 mm.

$$z = \operatorname{tg} \eta \cdot (h - h_c) + \left[ \frac{s_z}{10} \cdot (h - h_c) - 0,04 \cdot (h - 0,5) \right]_{>0} \quad (10)$$

Pro vozidlo s normálním rozchodem platí

$$\operatorname{tg} \eta = s_z \cdot \frac{p_{ch}}{2s} = s_z \cdot \frac{0,05}{1,5} = \frac{s_z}{30} \quad (11)$$

a vztah se zjednoduší na

$$z = \frac{s_z}{30} \cdot (h - h_c) \quad (12)$$

pro  $h > h_c$ , respektive na

$$z = \frac{4 \cdot s_z}{30} \cdot (h_c - h) \quad (13)$$

pro  $h < h_c$ .

Podle takto upravených vztahů se kinematické zúžení vypočte pro všechny výpočtové hodnoty  $h$  zavedené normou. Spočtené hodnoty zúžení  $z$  jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 8).

*Tab. 8: Kinematické zúžení obrysu*

výška $h$ [mm]	kinematické zúžení $z$ [mm]
80	11,20
100	10,67
130	9,87
400	2,67
1 170	4,47
3 250	18,33
3 700	21,33
4 010	23,40
4 310	25,40

Šířkové zúžení skříně však závisí na vícero faktorech. Jde zejména o geometrické parametry vozidla jako rozvor podvozků a vzdálenost otočných čepů, ale také o vůle v primárním vypružení  $q$  a v sekundárním vypružení  $w$  nebo vůli dvojkolí v kolejovém kanálu  $\sigma$ . Velikosti těchto vůlí jsem po konzultaci s vedoucím práce stanovil jako  $q = \pm 5 \text{ mm}$ ,  $w = \pm 35 \text{ mm}$  a  $\sigma = 55 \text{ mm}$ . Na základě poznatků získaných v řešeršní části této práce volím rozvor podvozku  $p = 2,8 \text{ m}$  a vzdálenost otočných čepů  $a = 9,5 \text{ m}$ . Vůle v sekundárním vypružení budu uvažovat konstantní  $w = w_\infty = w_{i(250)} = w_{i(150)}$

Výpočet šířkového zúžení prizmatické části se provádí v jejím nejužším místě, tedy uprostřed mezi otočnými čepy, kde

$$n_i = \frac{a}{2} = \frac{9,5}{2} = 4,75 \text{ m} \quad (14)$$

Zda bude pro skřín vozidla určující jízda v přímé trati nebo v oblouku se rozhodne z podmínky

$$a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} = 9,5 \cdot 4,75 - 4,75^2 + \frac{2,8^2}{4} = 24,523 > 7,5 \quad (15)$$

Protože hodnota je větší než 7,5, rozhodující je průjezd směrovým obloukem a zúžení se spočte ze vztahu

$$E_i = \frac{a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \frac{\sigma}{2} + q + w + z + [x_i]_{>0} - 0,03 \quad (16)$$

kde

$$x_i = \frac{1}{750} \cdot \left( a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4} - 100 \right) = -0,101 \quad (17)$$

$$E_i = \frac{9,5 \cdot 4,75 - 4,75^2 + \frac{2,8^2}{4}}{500} + \frac{0,055}{2} + 0,005 + 0,035 + z - 0,03 \quad (18)$$

$$E_i = 0,0865 + z$$

pro části ve výšce větší než 400 mm nad rovinou temene kolejnic. Pro části umístěné níže platí vztah

$$E_i = \frac{a \cdot n_i - n_i^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \frac{\sigma}{2} + q + w + z + [x_i]_{>0} - 0,025 \quad (19)$$

$$E_i = \frac{9,5 \cdot 4,75 - 4,75^2 + \frac{2,8^2}{4}}{500} + \frac{0,055}{2} + 0,005 + 0,035 + z - 0,025$$

$$E_i = 0,0915 + z$$

Obdobně se spočte i zúžení skříně na představicích, tedy v oblasti vně otočných čepů. Celkovou délku navrhované lokomotivy uvažují 19 000 mm. Odtud délka představku

$$n_a = \frac{l - a}{2} = \frac{19 - 9,5}{2} = 4,75 \text{ m} \quad (20)$$

Opět se nejprve rozhodne o použití vzorce pro oblouk nebo pro přímou trať podle

$$a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} = 9,5 \cdot 4,75 + 4,75^2 - \frac{2,8^2}{4} = 65,728 > 7,5 \quad (21)$$

Limitující je průjezd směrovým obloukem. Pro části ve výšce větší než 400 mm nad rovinou temene kolejnic platí vztahy

$$E_a = \frac{a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4}}{500} + \left( \frac{\sigma}{2} + w + q \right) \cdot \frac{2n_a + a}{a} + z + [x_a]_{>0} - 0,03 \quad (22)$$

kde

$$x_a = \frac{1}{750} \cdot \left( a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4} - 120 \right) = -0,072 \quad (23)$$

$$E_a = \frac{9,5 \cdot 4,75 + 4,75^2 - \frac{2,8^2}{4}}{500} + \left( \frac{0,055}{2} + 0,035 + 0,005 \right) \cdot \frac{2 \cdot 4,75 + 9,5}{9,5} + z - 0,03 \quad (24)$$

$$E_a = 0,2365 + z$$



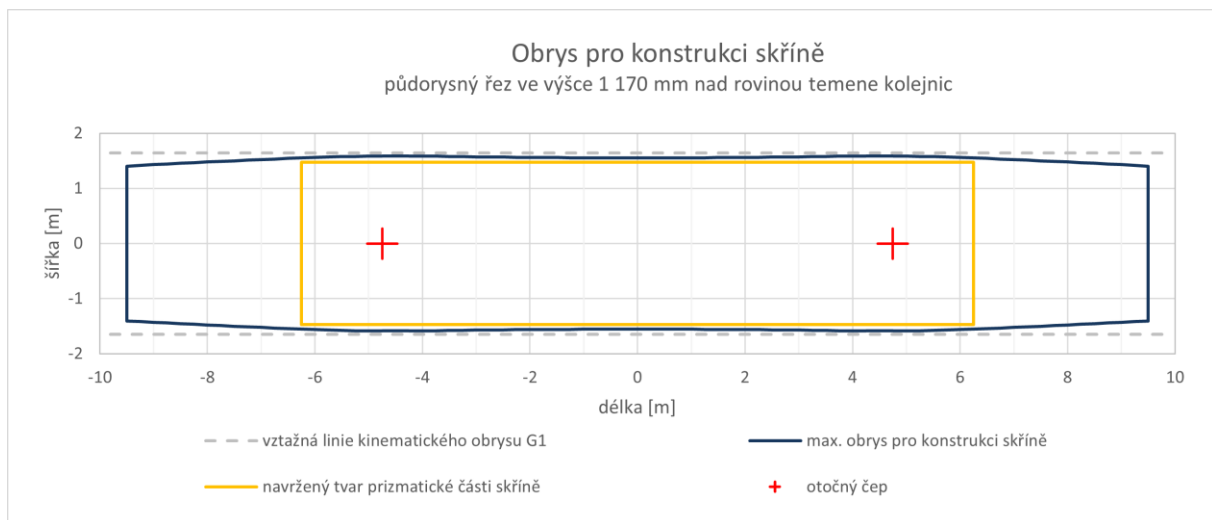
Pro níže umístěné části platí

$$E_a = \frac{a \cdot n_a + n_a^2 - \frac{p^2}{4}}{500} + \left(\frac{\sigma}{2} + w + q\right) \cdot \frac{2n_a + a}{a} + z + [x_a]_{>0} - 0,025$$

$$E_a = \frac{9,5 \cdot 4,75 + 4,75^2 - \frac{2,8^2}{4}}{500} + \left(\frac{0,055}{2} + 0,035 + 0,005\right) \cdot \frac{2 \cdot 4,75 + 9,5}{9,5} + z - 0,02$$
(25)

$$E_a = 0,2415 + z$$

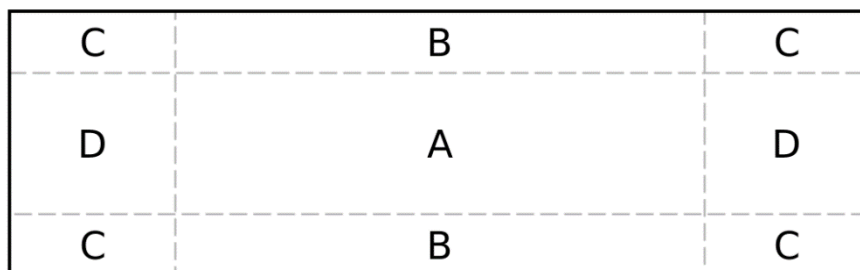
Pro body v jiných vzdálenostech od středu lokomotivy v podélném směru by výpočet probíhal analogicky, pouze s dosažením jiných hodnot  $n$ . Takto napočítaná zúžení vynesena graficky do roviny x-y znázorňují půdorysný prostor pro konstrukci lokomotivy v dané výšce  $h$  (Obr. 28).



Obr. 28: obrys pro konstrukci skříně, půdorys

### 3.2.2 Výšková omezení skříně

Příčný řez však ještě není úplný, neboť zatím nebyly zohledněny svislé posuvy ve vypružení. Budou mít vliv jak na horní část vozidla, za kterou pokládáme všechny jeho části 3 250 mm nad rovinou temene kolejnic a výše, tak na jeho spodní část (pod 1 170 mm). Při jejich uvažování můžeme skříň vozidla pomyslně rozdělit do čtyř oblastí podle následujícího obrázku (Obr. 29).



Obr. 29: rozdělení vozidla pro výpočet výškového omezení

### 3.2.2.1 Maximální výška horní části vozidla

Oblast A leží mezi středy pružin sekundárního vypružení a je omezena houpáním skříně a rámu podvozků. Limitující jsou zde svislé vůle ve vypružení, stanovené jako  $z_p = \pm 10 \text{ mm}$  a  $z_s = \pm 27,5 \text{ mm}$ . Konstrukce vozidla musí být náležitě snížena, a to o hodnotu

$$e_{Ah} = e_{ih} = z_{p(-)} + z_{s(-)} = 0,01 + 0,0275 = 0,0375 \text{ m} \quad (26)$$

Oblast B se nachází podélně mezi otočnými čepy, ale vně středů pružin sekundárního vypružení. K houpání skříně se přidá ještě vliv jejího náklonu, jenž způsobí dodatečnou svislou výchylku  $\Delta f_{ZX}$ . Velikost této dodatečné výchylky závisí krom svislých vůlí ve vypružení také na příčné bázi sekundárního vypružení, kterou budu uvažovat jako  $2w_2 = 2 \cdot 100 \text{ mm}$ . K této hodnotě jsem dospěl v rešeršní části práce, rozměry lokomotivního normálně rozchodného podvozku s vnějším rámem jsou vesměs podobné. Posledním vstupem pro výpočet je proměnná  $b$  vyjadřující půdorysnou vzdálenost daného bodu od podélné osy vozidla.

$$\Delta f_{ZX} = \frac{z_{max} \cdot (b - w_2)}{2 \cdot w_2} = \frac{(|z_p| + |z_s|) \cdot (b - w_2)}{w_2} = \frac{(0,01 + 0,0275) \cdot (b - 1,05)}{1,05} \quad (27)$$

$$\Delta f_{ZX} = 0,0357 \cdot b - 0,0375$$

Výsledné snížení konstrukce v oblasti B

$$e_{Bh} = e_{ih} + \Delta f_{ZX} = 0,0375 + 0,0357 \cdot b - 0,0375 = 0,0357 \cdot b \quad (28)$$

Oblast D se velmi podobá oblasti B, pouze dojde k záměně os  $x$  a  $y$ . Oblast se tedy nachází podélně vně otočných čepů, ale uvnitř středů pružin sekundárního vypružení. K houpání skříně se přidá ještě vliv kývnání, jenž způsobí dodatečnou svislou výchylku  $\Delta f_{ZY}$ . Velikost této dodatečné výchylky závisí krom svislých vůlí ve vypružení také na vzdálenosti otočných čepů  $a$ . Parametrem v této oblasti je vzdálenost daného bodu od otočného čepu  $n_a$ .

$$\Delta f_{ZY} = \frac{z_{max} \cdot n_a}{a} = \frac{2 \cdot (|z_p| + |z_s|) \cdot n_a}{a} = \frac{2 \cdot (0,01 + 0,0275) \cdot n_a}{9,5} \quad (29)$$

$$\Delta f_{ZY} = 0,00789 \cdot n_a$$

Výsledné snížení konstrukce v oblasti D

$$e_{Dh} = e_{ih} + \Delta f_{ZY} = 0,0375 + 0,00789 \cdot n_a \quad (30)$$

Oblast C leží na představicích, tedy vně otočných čepů, a zároveň vně středů pružin sekundárního vypružení. Dodatečná výchylka  $\Delta f_Z$ , kterou musíme přičíst ke snížení  $e_{ih}$ , je ovlivněna kývnáním i kolébáním skříně. Určující je větší z hodnot, pak tedy výsledné snížení v oblasti C

$$e_{Ch} = e_{ih} + \max(\Delta f_{ZX}, \Delta f_{ZY}) \quad (31)$$

Maximální výšku každého bodu horní části skříně se získá odečtením příslušného snížení od výšky linie vztažného obrysu v onom bodě.

### 3.2.2.2 Minimální výška spodní části vozidla

Postup výpočtu minimální výšky spodku skříně je obdobný, pouze musíme uvažovat vícero vstupů. Přibude vliv ojetí kol vyjádřený hodnotou  $\Delta r_k = 45 \text{ mm}$  (ze zadání práce) a omezení  $\Delta h$  dané poloměrem minimálním poloměrem zakružovacího oblouku  $r_v = 500 \text{ m}$ .

Mezi otočnými čepy jsou rozměry vozidla omezeny průjezdem vypuklým zakružovacím obloukem, a to o hodnotu

$$\Delta h_i = r_v - \sqrt{r_v^2 - \frac{p^2}{4} + n_i^2} - a \cdot n_i \quad (32)$$

$$\Delta h_i = 500 - \sqrt{500^2 - \frac{2,8^2}{4} + 4,75^2} - 9,5 \cdot 4,75 = 0,0245 \text{ m}$$

V oblasti A se výsledné zvýšení spodku skříně spočte jako

$$e_{Ad} = e_{idi} = z_{p(+)} + z_{s(+)} + \Delta r_k + \Delta h_i \quad (33)$$

$$e_{Ad} = e_{idi} = 0,01 + 0,0275 + 0,045 + 0,0245 = 0,107 \text{ m}$$

V oblasti B se, podobně jako při výpočtu snížení střechy vozidla, přičte ještě dodatečná svislá výchylka  $\Delta f_{ZX}$ , jejíž velikost je v obou případech stejná. Pak platí

$$e_{Bd} = e_{idi} + \Delta f_{ZX} = 0,107 + 0,0357 \cdot b - 0,0375 = 0,0695 + 0,0357 \cdot b \quad (34)$$

I v oblastech C a D bude výpočet založen na stejném principu. Změní se pouze omezení dané zakřivením zakružovacího oblouku, neboť v těchto oblastech bude kritický průjezd obloukem vydutým. V závislosti na vzdálenosti daného bodu od otočného čepu se použije hodnota

$$\Delta h_a = \sqrt{r_v^2 - \frac{p^2}{4} + n_a^2} + 9,5 \cdot n_a - r_v = \sqrt{500^2 - \frac{2,8^2}{4} + n_a^2} + 9,5 \cdot n_a - 500 \quad (35)$$

$$\Delta h_a = \sqrt{249\,998,04 + n_a^2} + 9,5 \cdot n_a - 500$$

Potom

$$e_{ida} = z_{p(+)} + z_{s(+)} + \Delta r_k + \Delta h_a$$

$$e_{ida} = 0,01 + 0,0275 + 0,045 + \sqrt{249\,998,04 + n_a^2} + 9,5 \cdot n_a - 500 \quad (36)$$

$$e_{ida} = \sqrt{249\,998,04 + n_a^2} + 9,5 \cdot n_a - 499,9175$$

a výsledný vztah pro oblast D

$$e_{Dd} = e_{ida} + \Delta f_{ZY} = \sqrt{249\,998,04 + n_a^2} + 9,5 \cdot n_a - 499,9175 + 0,00789 \cdot n_a \quad (37)$$

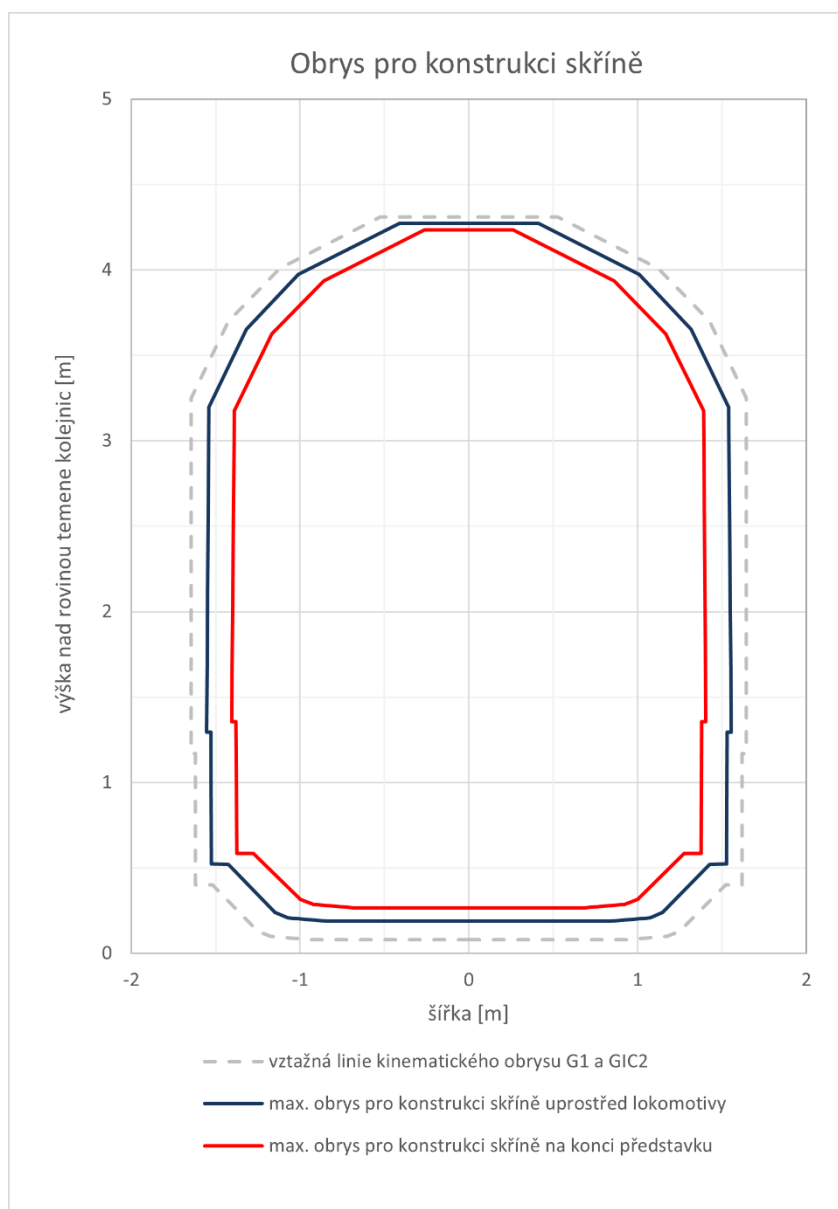
Nakonec pro oblast C platí

$$e_{cd} = e_{ida} + \max(\Delta f_{ZX}, \Delta f_{ZY}) \quad (38)$$

### 3.2.3 Návrh rozměrů skříně

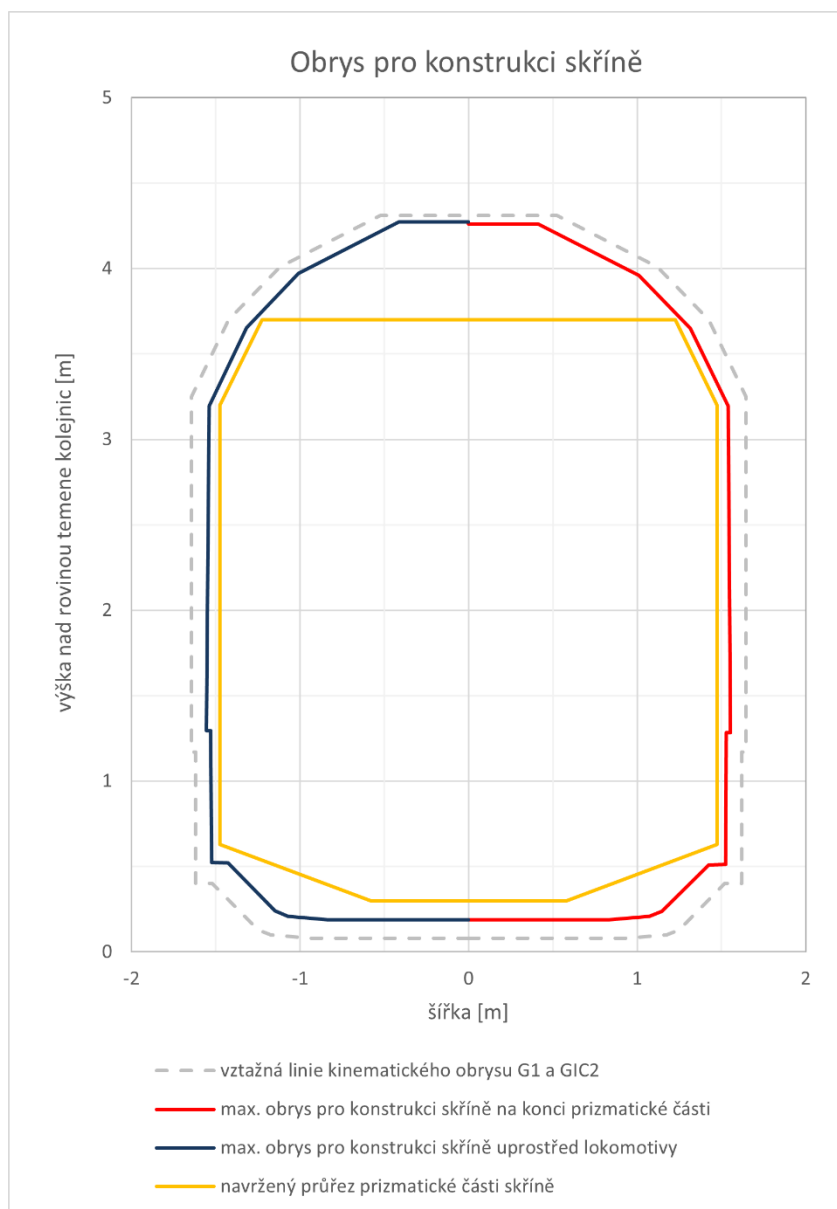
Nyní je možno všechna spočtená výšková i šířková omezení odečíst od vztažné linie a graficky zobrazit výsledky. Všechny výpočty jsem provedl v programu MS Excel, který tvoří první přílohu této práce. Příčné řezy jsou napočítány po celé délce lokomotivy s krokem 0,25 m. Možno je však zobrazit i podélné řezy či obrys pro konstrukci v půdorysném pohledu.

Na následujícím obrázku (Obr. 30) jsou vidět výsledky výpočtů v příčných řezech uprostřed lokomotivy a na konci představku, tedy v těch, pro které byl výpočet rozepsán a vyčíslen výše.



Obr. 30: obrysy pro konstrukci skříně ve vybraných řezech

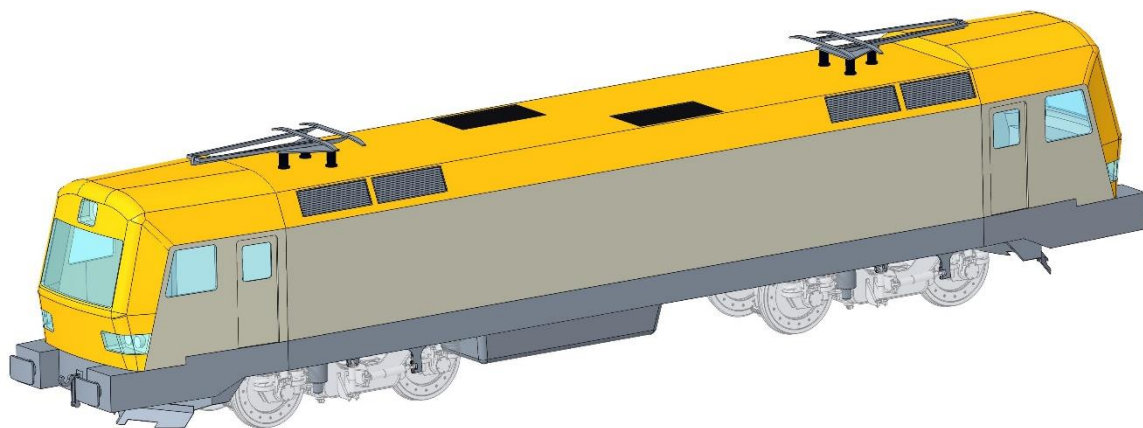
Z půdorysného pohledu (Obr. 28) je dobře patrné, jakým způsobem je možno určit délku prizmatické části skříně. Může být delší než vzdálenost otočných čepů, nesmí však přesáhnout za linii obrysu. Využiji-li pro prizmatickou část skříně celou šíři obrysu 3 m, může přesahovat až 2,1 m za osu otočného čepu, tedy její celková délka může být 13,7 m. Mnou navržená délka prizmatické části 12,5 m tedy je vyhovující. Obrysy pro konstrukci prizmatické části skříně uprostřed a na jejích koncích jsou na obrázku níže (Obr. 31), skříň musí vyhovět oběma současně. Navržený průřez této části skříně je na tomtéž obrázku.



Obr. 31: navržený průřez prizmatické části skříně

Navržený tvar skříně (Obr. 31) je menší, než jaký vypočtená zúžení připouštějí. V nejkritičtějších místech ponechávám vůli nejméně 50 mm, což je důležité s ohledem na výrobní tolerance, taktéž však skýtá prostor pro případné vyčnívající části tlumičů či jiných součástí. Velké snížení střešní části skříně počítá s umístěním pantografu do volného prostoru.

Čela lokomotivy taktěž musí ve všech řezech vyhovět vypočteným parametrům. Návrh jejich tvaru však nebudu popisovat podrobněji, neboť není pro tuto práci stěžejní. Celkový tvar skříně je zobrazen níže (Obr. 32), detailně pak na typovém výkresu lokomotivy, který tvoří přílohu této práce.



*Obr. 32: navržený tvar skříně*

### 3.3 Vybavení a uspořádání strojovny

V této části práce se budu věnovat agregátům, jež slouží pro pohon lokomotivy i pro zajištění dalších jejích funkcí. Cílem této kapitoly je navrhnout vhodné uspořádání strojovny, a to zejména s ohledem na dodržení požadovaných kolových sil.

#### 3.3.1 Hlavní agregáty

Strojovna lokomotivy je vybavena mnoha elektrickými či elektromechanickými zařízeními. Tyto agregáty vyrábí a dodávají společnosti ABB, Siemens nebo Škoda Electric. Na základě požadavků zákazníka (výkon, zástavbové rozměry) výrobce nabídne své řešení. Protože výrobci nenabízí katalogy hotových variant, jsou dále zmiňované hodnoty rozměrů a hmotností jednotlivých kontejnerů pouze odhadnuty na základě dostupných údajů a po konzultaci s vedoucím diplomové práce. O nejdůležitějších agregátech se zmíním v několika následujících odstavcích.

##### 3.3.1.1 Trakční akumulátor

Návrh trakčního akumulátoru je popsán v kapitole 3.1.1 této práce. Pro lepší rozložení hmotnosti a zároveň zjednodušení elektrického vedení bude rozdělen do dvou stejných skříní, každá bude umístěna na jedné straně strojovny. Rozměry navržené skříně jsou 1 x 1,5 x 1,75 m. Je to více než spočtený objem samotného akumulátoru, je třeba uvažovat i prostor pro chladicí okruhy. Hmotnost celého kontejneru bude přibližně 8 000 kg.

Nabíječka trakčního akumulátoru je agregát, který zajišťuje správné podmínky při nabíjení. Je napájena ze stejnosměrného meziobvodu. Reguluje proud tekoucí do akumulátoru, vyhodnocuje napětí na jednotlivých člancích a řídí jejich nabíjení individuálně. Každý kontejner akumulátoru bude mít svoji nabíječku, což opět přispěje zejména ke zjednodušení kabeláže. Kontejner nabíječky bude vážit zhruba 200 kg.

##### 3.3.1.2 Trakční měnič

Trakční měniče zajišťují napájení asynchronních motorů proudem požadované frekvence. Měnič v čtyřkvadrantovém zapojení umožňuje i rekuperaci energie z trakčních motorů zpět do stejnosměrného meziobvodu, což je pro vozidlo s bateriovým napájením klíčové. Měniče budou opět rozděleny do dvou skříní. Každý kontejner o výkonu 1 100 kW bude napájet jeden trakční podvozek. Hmotnost kontejneru měniče se bude pohybovat kolem 1 000 kg.

##### 3.3.1.3 Chladicí blok

Bloky chlazení zajišťují odvod ztrátového tepla z trakčních měničů, ale i z trakčních akumulátorů a nabíječek; tyto agregáty jsou chlazeny kapalinou, která právě v chladicím bloku odevzdává odvedené teplo okolnímu vzduchu. Odhadnutá hmotnost kontejneru chlazení je 600 kg.

##### 3.3.1.4 Chladiče trakčních motorů

Chladiče trakčních motorů zajišťují jejich nucenou ventilaci. Každému motoru náleží jedna věž, která nasává studený vzduch skrz průduchy v horní části skříně a profukuje jím

motory. Je to energeticky výhodnější než sání teplého vzduchu, kdy navíc dochází k přisávání nečistot z kolejiště. Součástí chladicí věže jsou filtry a vysoušeče vzduchu.

### 3.3.1.5 Brzdové systémy

Brzdový odporník slouží k maření energie za situace, kdy jsou trakční i pomocné akumulátory plně nabity a není možné energii dodávat do troleje. Za běžných provozních podmínek je však zamýšleno rekuperační elektrodynamické brzdění.

Kompresor a vzduchojemy slouží jednak pro provoz záložní a parkovací kotoučové brzdy, zároveň stlačeným vzduchem zásobují i vlakové potrubí, jež slouží pro provoz brzd jednotlivých vozů.

### 3.3.1.6 Transformátor a usměrňovač

Transformátor slouží k přeměně napájecího napětí 25 kV na žádané 3 kV. Je umístěn mimo strojovnu, a to pod skříní lokomotivy. Jeho hmotnost bude asi 6 000 kg. Napájení trakčních měničů je stejnosměrné, proto musí být spolu s transformátorem použit i usměrňovač.

### 3.3.2 Uspořádání strojovny

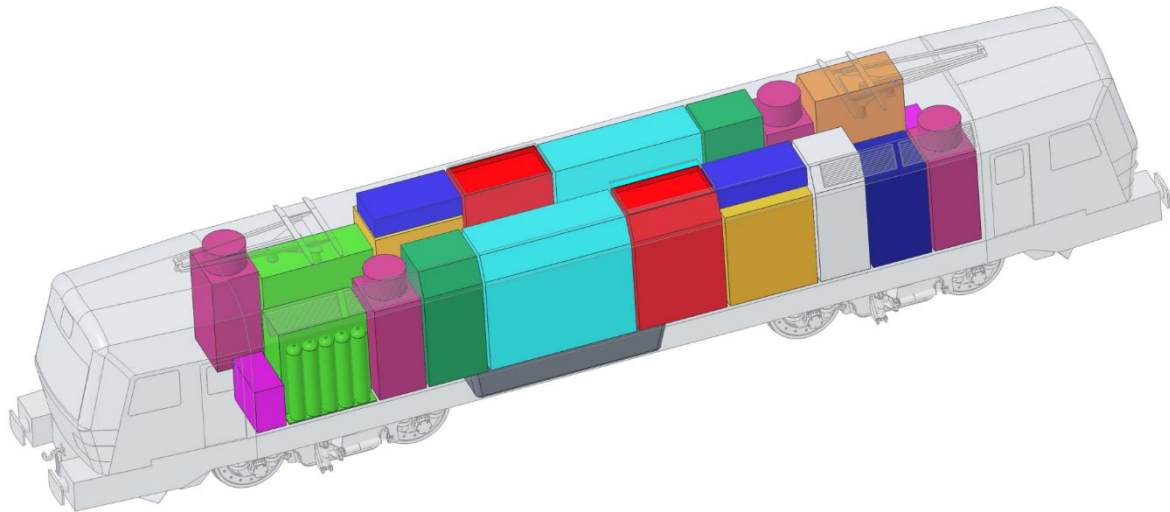
V předchozí kapitole jsem navrhl půdorysné rozměry prizmatické části skříně 2,95 x 12,5 m. Sílu stěn skříně uvažuji 50 mm, samotná strojovna tedy bude mít rozměry podlahy 2,85 x 12,5 m a plochu 35,625 m<sup>2</sup>. Do tohoto prostoru je třeba rozmístit výše zmíněné agregáty, které jsou pro větší přehlednost souhrnně uvedeny v následující tabulce (Tab. 9).

Tab. 9: Hmotnostní bilance agregátů strojovny

<i>součást</i>	<i>hmotnost [kg]</i>	<i>počet kusů</i>	<i>hmotnost celkem [kg]</i>
chladicí věž trakčního motoru	500	4	2 000
brzdový odporník	800	1	800
trakční měnič	1 000	2	2 000
chladič trakčního měniče	600	2	1 200
trakční akumulátor	8 000	2	16 000
nabíječka trakčního akumulátoru	200	2	400
hlavní kompresor se vzduchojemy	700	1	700
záložní kompresor se vzduchojemy	500	1	500
skříní zabezpečovačů	700	1	700
skříní rozvaděče	300	2	600
skříní pomocných pohonů	300	1	300
pomocná baterie	400	2	800



Ke všem agregátům ve strojovně i mimo ni musí být přístup, proto jsou možná v zásadě dvě uspořádání. První variantou je umístit komponenty doprostřed a prostor pro průchozí uličku ponechat po obou stranách. Toto uspořádání je vhodné pro lokomotivu se spalovacím motorem; u elektrické lokomotivy je možné většinu výzbroje rozdělit do dvou symetrických polovin a uličku ponechat uprostřed, čímž se ušetří značné množství místa. Přikláním se k druhé zmíněné variantě; navržené uspořádání je zobrazeno na následujícím obrázku (Obr. 33), detailněji pak v typovém výkresu, jenž je přílohou této práce.



<span style="color: red;">■</span> chladič trakčního měniče	<span style="color: magenta;">■</span> pomocná baterie
<span style="color: orange;">■</span> skříň zabezpečovačů	<span style="color: purple;">■</span> chladičí věž trakčního motoru
<span style="color: yellow;">■</span> trakční akumulátor	<span style="color: blue;">■</span> nabíječka trakčního akumulátoru
<span style="color: green;">■</span> vzduchotechnika	<span style="color: darkblue;">■</span> brzdový odporník
<span style="color: darkgreen;">■</span> skříň rozvaděče	<span style="color: cyan;">■</span> trakční měnič
<span style="color: grey;">■</span> transformátor	<span style="color: lightgrey;">■</span> skříň pomocných pohonů

*Obr. 33: rozložení agregátů ve strojovně*

Nyní je třeba určit polohu těžiště agregátů, neboť bude důležitým vstupem pro výpočet kolových sil. Poloha těžiště se určí ze vztahů

$$x_T = \frac{\sum_i (m_i \cdot x_i)}{\sum_i m_i} \quad (39)$$

$$y_T = \frac{\sum_i (m_i \cdot y_i)}{\sum_i m_i} \quad (40)$$

kde  $x_i$  a  $y_i$  jsou souřadnice těžiště každého jednoho agregátu. Výpočet jsem provedl pomocí MS Excel přiloženého k této práci, jeho výsledkem jsou hodnoty  $x_T = -2,3 \text{ mm}$  a  $y_T = -5,7 \text{ mm}$ .

Zda jsou tyto hodnoty vyhovující zhodnotím v následující kapitole.

### 3.4 Hmotnostní bilance

Jedním z bodů navrženého konceptu je možnost lokomotivu provozovat na tratích třídy únosnosti C, tedy nápravové zatížení do 20 tun. Hmotnosti hlavních konstrukčních celků jsou rozepsány v následující tabulce (Tab. 10).

Tab. 10: Hmotnostní bilance

<i>součást</i>	<i>umístění</i>	<i>hmotnost [kg]</i>	<i>počet kusů</i>	<i>hmotnost celkem [kg]</i>
dvojkolí	podvozek	2 200	4	8 800
ložisková jednotka	podvozek	150	8	1 200
velké ozubené kolo	podvozek	400	4	1 600
sada pružin prim. vypružení, tlumič	podvozek	100	8	1 200
skříň převodovky	podvozek	300	4	1 200
pastorek	podvozek	50	4	200
trakční motor a kloubový hřídel	podvozek	1 500	4	6 000
brzdy	podvozek	100	8	800
rám podvozku	podvozek	2 500	2	4 600
ostatní díly podvozku	podvozek	600	2	1 200
sada pružin sek. vypružení, tlumič	podvozek	300	4	1 200
hrubá stavba	skříň	15 000	1	15 000
transformátor	skříň	5 000	1	5 000
agregáty strojovny	skříň	26 000	1	26 000
sběrač	skříň	250	2	500
narážecí a spřahovací ústrojí	skříň	1 000	2	2 000
vybavení kabiny strojvedoucího	skříň	1 000	2	2 000
ostatní díly skříně	skříň	1 500	1	1 500

Výsledná hmotnost takto navržené lokomotivy je 80 tun, splňuje tedy požadované nápravové zatížení. Podle stupně vypružení jednotlivých částí je možno hmotnostní bilanci rozepsat do následující tabulky (Tab. 11). Toto rozdělení bude důležité zejména pro návrh vypružení, ale též pro kontrolu kolových sil.

Tab. 11: Hmotnostní bilance podle stupně vypružení

stupeň vypružení	hmotnost [kg]
nevypružené hmoty $m_0$	12 600
primárně vypružené hmoty $m_1$	14 800
sekundárně vypružené hmoty $m_2$	52 600
celková hmotnost $m$	80 000

### 3.4.1 Kontrola nápravových zatížení a kolových sil

Fakt, že navržená hmotnost lokomotivy je 80 tun automaticky neznamená, že nápravová zatížení budou na všech nápravách 20 tun.

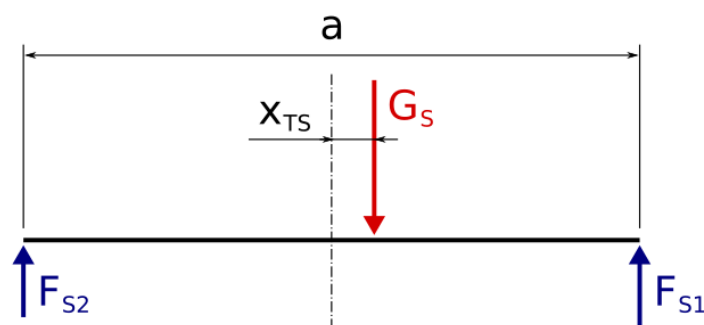
Pro výpočet nápravových zatížení je třeba určit podélnou polohu těžiště sekundárně vypružených hmot

$$x_{TS} = \frac{\sum_i (m_i \cdot x_i)}{\sum_i m_i} = 0,001 \text{ m} \quad (41)$$

kde  $m_i$  jsou hmotnosti všech sekundárně vypružených částí a  $x_i$  jejich podélné polohy těžiště. Na základě této hodnoty mohou spočítat statické zatížení předního a zadního podvozku od skříně vozidla (Obr. 34) jako

$$F_{S1} = m_S \cdot g \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{x_{TS}}{a} \right) = 52\,600 \cdot 9,81 \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{0,001}{9,5} \right) = 257\,931 \text{ N} \quad (42)$$

$$F_{S2} = m_S \cdot g \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{x_{TS}}{a} \right) = 52\,600 \cdot 9,81 \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{0,001}{9,5} \right) = 258\,075 \text{ N} \quad (43)$$



Obr. 34: výpočet sil zatěžujících přední a zadní podvozek

Obdobně se určí příčná poloha těžiště sekundárně vypružených hmot

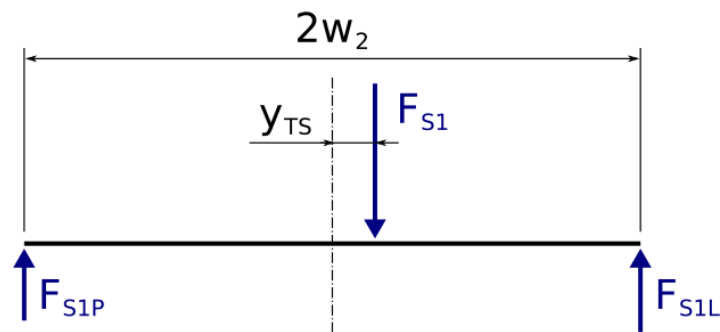
$$y_{TS} = \frac{\sum_i (m_i \cdot y_i)}{\sum_i m_i} = -0,003 \text{ m} \quad (44)$$

a síly  $F_{S1}$ , resp.  $F_{S2}$  se dále rozdělí do levých a pravých sad pružin sekundárního vypružení  $F_{S1L}$  a  $F_{S1P}$ , resp.  $F_{S2L}$  a  $F_{S2P}$  (Obr. 35).

$$F_{S1L} = F_{S1} \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{y_{TS}}{2w_2} \right) = 257\,931 \cdot \left( \frac{1}{2} + \frac{-0,003}{2,1} \right) = 128\,550\text{N} \quad (45)$$

$$F_{S1P} = F_{S1} \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{y_{TS}}{2w_2} \right) = 257\,931 \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{-0,003}{2,1} \right) = 129\,381\text{N} \quad (46)$$

Výpočet sil  $F_{S2L}$  a  $F_{S2P}$  je analogický.



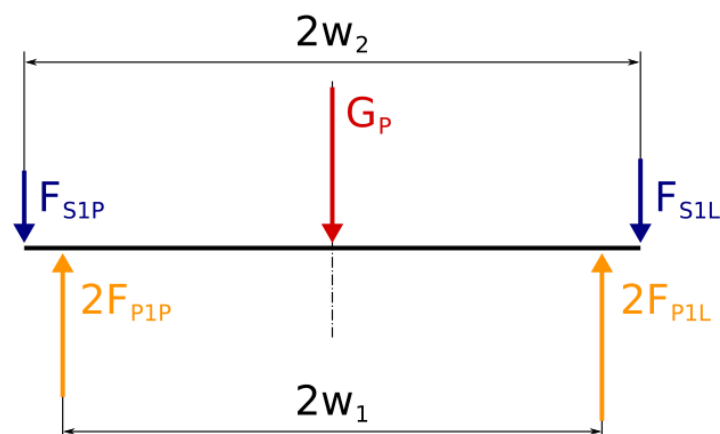
Obr. 35: výpočet sil zatěžujících levou a pravou sadu pružin sekundárního vypružení

Výpočet statických osových sil v pružinách primárního vypružení bude jednodušší, neboť podvozky uvažují symetrické, tedy tíha každého podvozku se rovnoměrně rozdělí do čtyř sad pružin (Obr. 36).

$$F_{P1L} = F_{P2L} = \frac{m_p \cdot g}{4} + F_{S1L} \cdot \frac{w_1 + w_2}{4w_1} + F_{S1P} \cdot \frac{w_1 - w_2}{4w_1} = 82\,413\text{N} \quad (47)$$

$$F_{P1P} = F_{P2P} = \frac{m_p \cdot g}{4} + F_{S1L} \cdot \frac{w_1 - w_2}{4w_1} + F_{S1P} \cdot \frac{w_1 + w_2}{4w_1} = 82\,849\text{N} \quad (48)$$

Analogicky se výpočet provede pro nápravy 3 a 4 druhého podvozku, dosazují se síly  $F_{S2L}$  a  $F_{S2P}$ .



Obr. 36: výpočet sil zatěžujících levou a pravou sadu pružin primárního vypružení

Samotné kolové síly se získají obdobně, připočte se ještě tíha nevypružených hmot. Nevypružené hmoty však symetrické nejsou, neboť nápravová převodovka je na dvojkolí umístěna excentricky. Dojde zde k příčnému posunutí těžiště o hodnotu

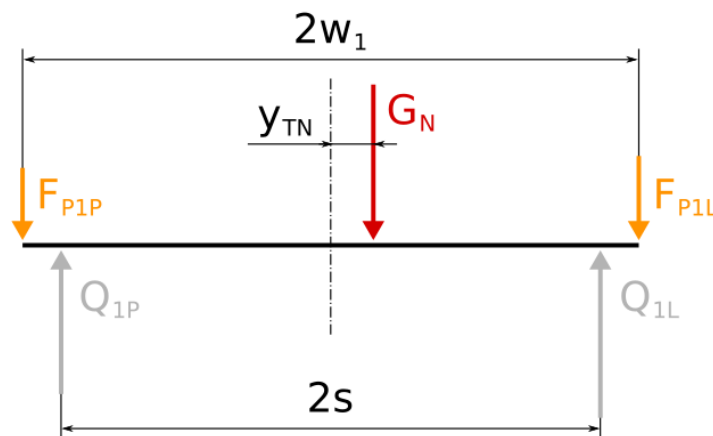
$$y_{TN} = \frac{\sum_i (m_i \cdot y_i)}{\sum_i m_i} = \pm 0,072 \text{ m} \quad (49)$$

kde znaménko „+“ platí pro první dvojkolí v podvozku, „-“ pro druhé dvojkolí. Potom se výsledné statické kolové síly (Obr. 37) určí ze vztahu

$$Q_{1L} = m_N \cdot g \cdot \frac{s + y_{TN}}{2s} + F_{P1L} \cdot \frac{s + w_1}{2s} + F_{P1P} \cdot \frac{s - w_1}{2s} = 99\,302 \text{ N} \quad (50)$$

$$Q_{1P} = m_N \cdot g \cdot \frac{s - y_{TN}}{2s} + F_{P1L} \cdot \frac{s - w_1}{2s} + F_{P1P} \cdot \frac{s + w_1}{2s} = 96\,862 \text{ N} \quad (51)$$

Výpočet kolových sil na ostatních nápravách znovu proběhne analogicky.



Obr. 37: výpočet kolových sil

Nyní je možno provést samotnou kontrolu rozdílu kolových sil. Je třeba vyhovět požadavku

$$\frac{|Q_{iL} - Q_{iP}|}{Q_{iL} + Q_{iP}} \leq \zeta_{max} = 4\% \quad (52)$$

Všechny výše naznačené výpočty byly provedeny v programu MS excel, získané výsledky jsou shrnuty v následujících tabulkách (Tab. 12, Tab. 13, Tab. 14).

Tab. 12: Statické osové síly v sadách pružin sekundárního vypružení

	osová síla v levé sadě pružin [kN]		osová síla v pravé sadě pružin [kN]	
1. podvozek	$F_{S1L}$	128,550	$F_{S1P}$	129,381
2. podvozek	$F_{S2L}$	128,622	$F_{S2P}$	129,454

Tab. 13: Statické osově síly v sadách pružin primárního vypružení

	osová síla v levé sadě pružin [kN]		osová síla v pravé sadě pružin [kN]	
1. náprava	$F_{P1L}$	82,413	$F_{P1P}$	82,849
2. náprava	$F_{P2L}$	82,413	$F_{P2P}$	82,849
3. náprava	$F_{P3L}$	82,449	$F_{P3P}$	82,886
4. náprava	$F_{P4L}$	82,449	$F_{P4P}$	82,886

Tab. 14: Nápravová zatížení, kolové síly a poměry zatížení kol

	nápravové zatížení [kN]		kolová síla [kN]		poměr zatížení kol [%]	
1. náprava	$A_1$	196,164	$Q_{1L}$	99,302	$\zeta_1$	1,244
			$Q_{1P}$	96,862		
2. náprava	$A_2$	196,164	$Q_{2L}$	96,280	$\zeta_2$	1,837
			$Q_{2P}$	99,884		
3. náprava	$A_3$	196,236	$Q_{3L}$	99,338	$\zeta_3$	1,243
			$Q_{3P}$	96,898		
4. náprava	$A_4$	196,236	$Q_{4L}$	96,316	$\zeta_4$	1,836
			$Q_{4P}$	99,920		

Poměr zatížení levého a pravého kola dvojkolí je na všech nápravách splněn. Výpočty provedené v této kapitole dokazují, že navržená koncepce lokomotivy a uspořádání jejích agregátů jsou z hlediska rozložení hmotnosti a jím vzniklých změn kolových sil vyhovující.

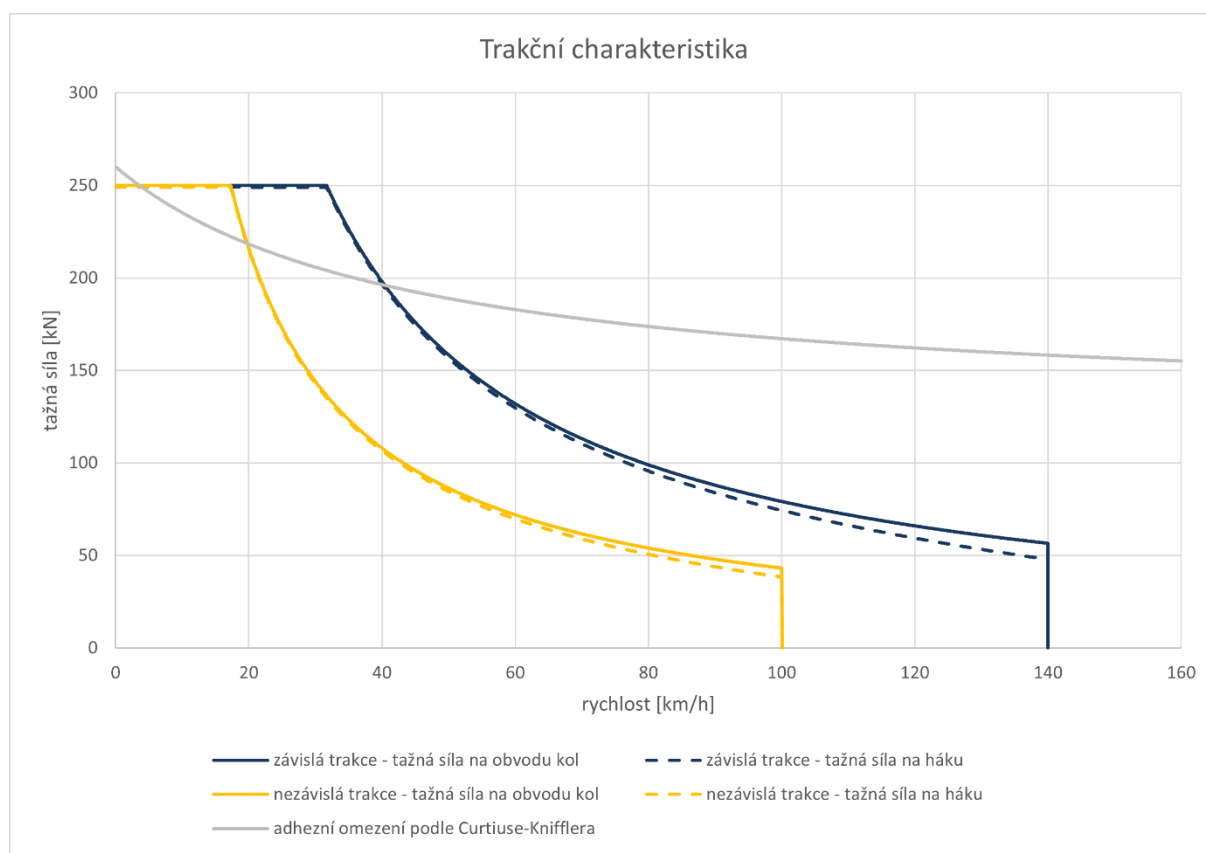
### 3.5 Trakční výpočty

V této kapitole se budu věnovat výpočtům trakčních vlastností navrhované lokomotivy, respektive grafickým znázorněním výsledků a jejich interpretaci. Samotné výpočty i jejich grafické zpracování jsem provedl v programu MS Excel, jenž je přílohou této práce.

Jelikož navrhuji hnací vozidlo, provedu některé výpočty pro celou modelovou soupravu, charakteristiky samotné lokomotivy by neměly vypovídací hodnotu. Jako příklad jsem zvolil sedm osobních vozů (2x Bee238, 2x Bdpee231, Bmz224, Bbdgmee236, Apee139) provozovaných společností České Dráhy na trase Praha-Vršovice – Luhačovice pod obchodním názvem „Slovácký expres“. Tato souprava nabízí 433 míst k sezení a její hmotnost v obsazeném stavu (bez lokomotivy) je 356 tun. Úsek ze Starého Města u Uherského Hradiště do Luhačovic (36 km) totiž není elektrifikovaný a ve stanici Staré Město u Uherského Hradiště se mění elektrická lokomotiva za motorovou. Jízdní řád proto počítá s 13 minutovým pobytem ve stanici. Je však třeba poznamenat, že tato volba modelové soupravy není zcela přesná; všechny uvažované vozy jsou způsobilé provozu rychlostí 160 km/h a použití navrhované lokomotivy by neumožnilo plně využít jejich potenciálu.

#### 3.5.1 Trakční charakteristika

Trakční charakteristika (Obr. 38) je základním popisem vlastností hnacího vozidla. Zobrazuje maximální tažnou sílu v závislosti na rychlosti jízdy. Obecně platí, že se trakční charakteristika skládá ze tří částí: omezení tažnou silou, omezení výkonem a omezení rychlostí.



Obr. 38: trakční charakteristika

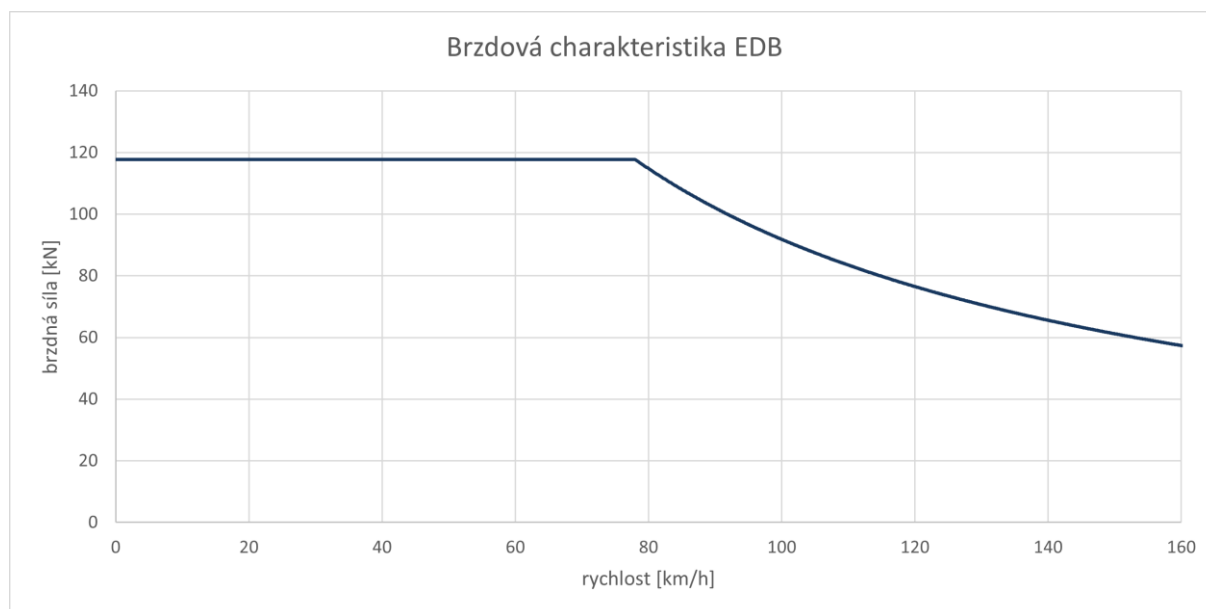
Omezení tažnou silou závisí na součiniteli adheze a na využití adhezní tíhy. Samotný součinitel adheze nabývá poměrně širokého spektra hodnot. V praxi se často používá jeho vyjádření podle Curtiuse-Knifflera, jež je v grafu vyneseno šedou čarou. Za příznivých podmínek však může být hodnota součinitele adheze nemálo větší a používá se i omezení stanovenou hodnotou tažné síly. Druhá část trakční charakteristiky má tvar hyperboly odpovídající jmenovitému výkonu vozidla. Omezení maximální povolenou rychlostí je omezení ze strany řídicího systému, který neumožní při překročení dané rychlosti působit tažnou silou.

Tažná síla na obvodu kol odpovídá situaci samotného vozidla. Pro lokomotivy je lépe vypovídající tažná síla na háku, jež je snížena o odpory samotného hnacího vozidla a je cele využitelná pro pohon soupravy vozů.

### 3.5.2 Brzdová charakteristika EDB

Brzdová charakteristika elektrodynamické brzdy (Obr. 39) je na první pohled podobná trakční charakteristice. Základní rozdíly jsou tři.

Adhezní omezení je nižší. Je stanoveno zákonnou normou TSI LOC & PAS pro lokomotivy a osobní vozy, která říká, že při provozním brzdění nesmí být překročena hodnota součinitele adheze 0,15. Toto opatření sice vede za dobrých adhezních podmínek ke značnému prodloužení zábrzdné vzdálenosti, ale s nemalou mírou bezpečnosti vylučuje možnost proklouznutí dvojkolí, jeho následné zablokování a smyk. Omezení výkonem je vyšší. Je to dáno krátkodobou přetížitelností elektromotoru, zejména jde-li o motor s cizí ventilací, jenž se po zastavení nadále plnohodnotně chladí. Brzdová charakteristika nemá omezení maximální rychlostí. Brzdové systémy musí spolehlivě fungovat za všech okolností, tedy i při překročení maximální provozní rychlosti vozidla.

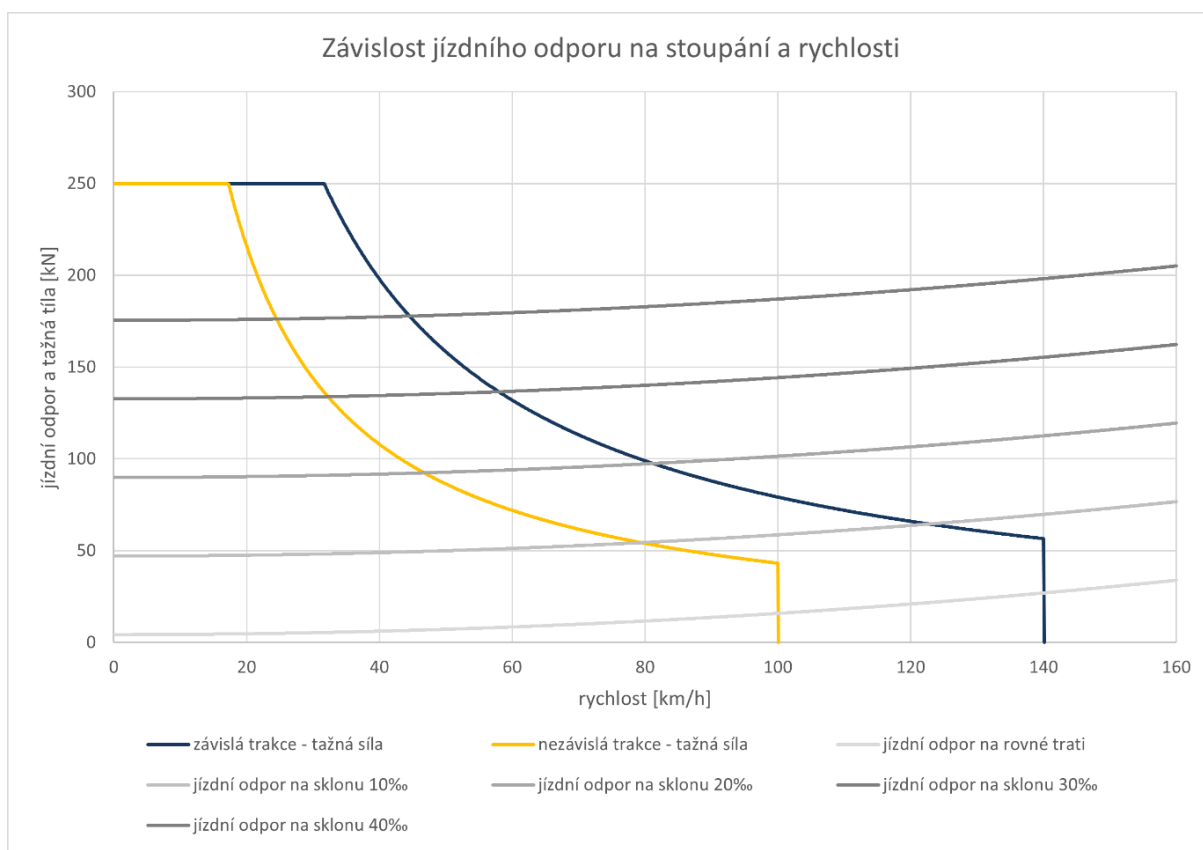


Obr. 39: brzdová charakteristika EDB

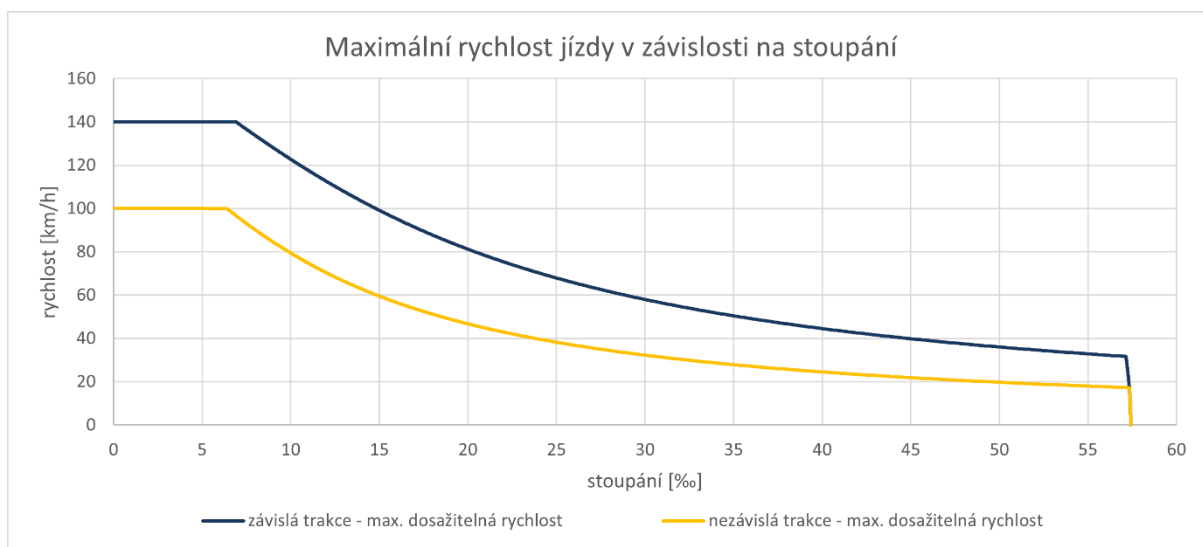


### 3.5.3 Jízdní odpor v závislosti na rychlosti a stoupání, maximální rychlost

Vyneseme-li do jednoho grafu trakční charakteristiku (tažnou sílu na obvodu kol) a jízdní odpor soupravy v závislosti na stoupání (Obr. 40), získáme názornou představu o podélné dynamice jízdy v různých traťových úsecích. Vzdálenost křivky tažné síly a příslušné křivky jízdního odporu ukazuje tažnou sílu využitelnou pro zrychlení. Průsečík obou křivek pak ukazuje maximální rychlost, které je možno dosáhnout na onom stoupání.



Obr. 40: závislost jízdního odporu na stoupání a rychlosti



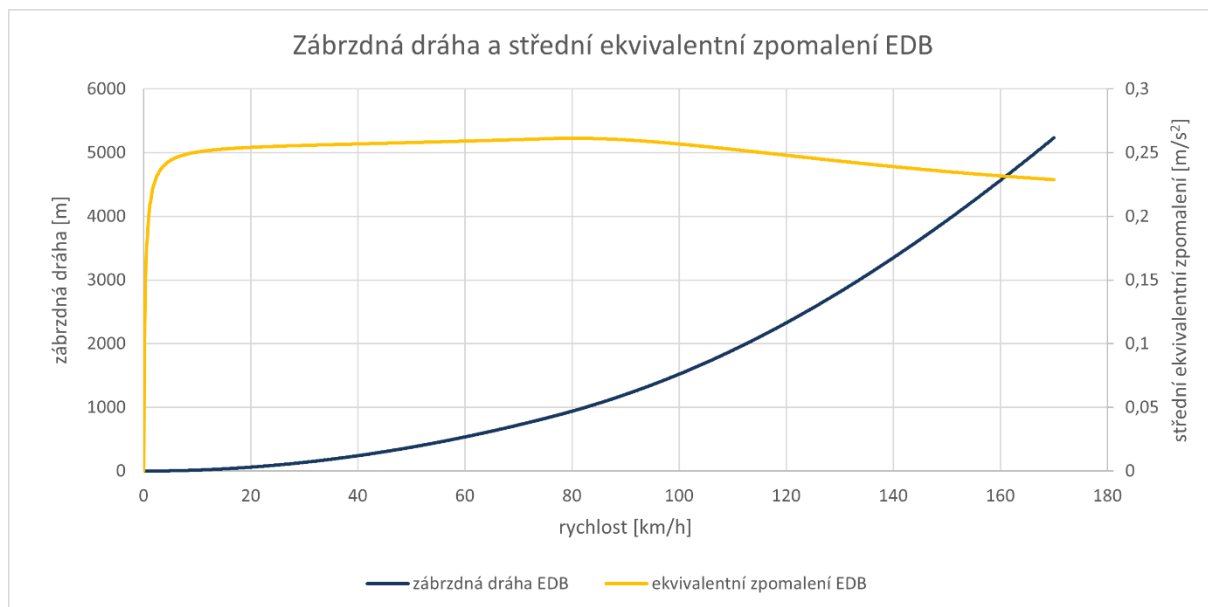
Obr. 41: maximální rychlost jízdy v závislosti na stoupání

Graf je možno vykreslit i v souřadnicích stoupání – rychlost a vynést přímo závislost maximální dosažitelné rychlosti na stoupání traťového úseku (Obr. 41).

### 3.5.4 Zábrazdná dráha EDB

Při provozu vozidla, jež umožňuje rekuperaci energie, je záhodno v co největší míře používat elektrodynamické brzdění, zejména pokud se rekuperovaná energie nevrací to troleje, ale dobíjí akumulátor a tím prodlužuje další dojezd vozidla. Použití elektrodynamické brzdy oproti třecí je dále výhodné i z ekologického hlediska (nevzniká hluk ani otěr), další výhodou je okamžitý náběh a plynulá regulace brzdné síly. V případě vlaku s lokomotivou je však využití adhezní tíhy velmi malé. Maximální brzdná síla je určena pouze tíhou lokomotivy a zábrazdná dráha (Obr. 42) je značná.

Spolu se zábrazdnou dráhou je v grafu vynesena závislost středního ekvivalentního zpomalení na rychlosti. Jeho malé hodnoty v oblasti velmi nízkých rychlostí jsou dány reakční dobou strojvedoucího (uvažuji 0,3 s), která je srovnatelná s dobou brzdění. Zlom pak nastává při rychlosti, kdy výkonové omezení brzdy převáží nad adhezním.



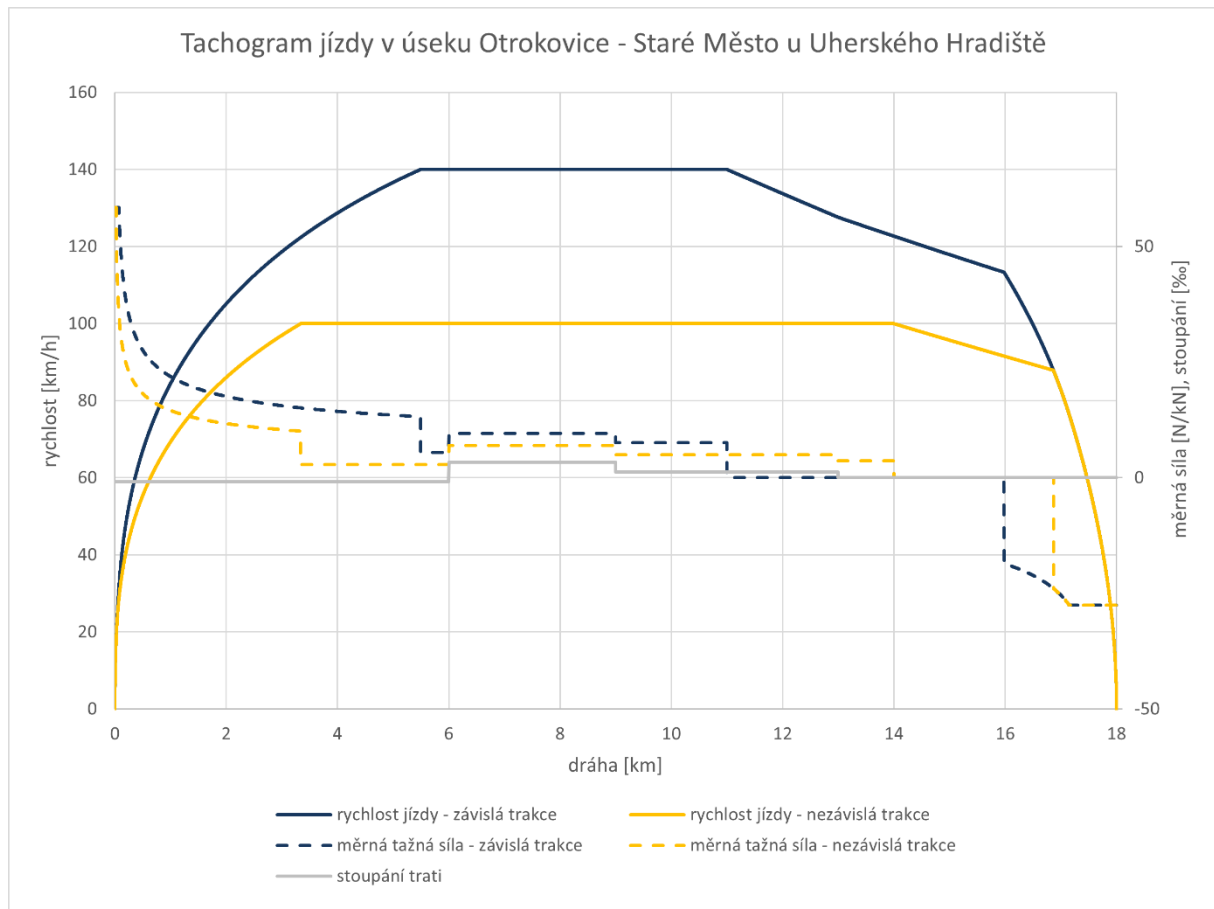
Obr. 42: zábrazdná dráha EDB a střední ekvivalentní zpomalení

### 3.5.5 Tachogram jízdního cyklu

Pro zobrazení jízdního cyklu jsem vybral úsek trati 330 mezi stanicemi Otrokovice a Staré Město u Uherského Hradiště. Jde o poslední elektrifikovaný úsek na trase „Slováckého expresu“. Pro lepší názornost vykreslím jízdu v závislém i nezávislém trakčním režimu na tomtéž úseku (Obr. 43).

V obou režimech trakce jízdní cyklus začíná rozjezdem maximální tažnou silou. Na výkonové omezení však dojde na tak malé vzdálenosti, že při zvoleném měřítku není v grafu tato oblast patrná. Následuje zrychlování konstantním výkonem až na maximální rychlost. Tažná síla se přizpůsobuje sklonovým poměrům trati tak, aby se požadovaná rychlost neměnila. Zpomalení při jízdě výběhem je ovlivněno sklonem trati, to je vidět na zobrazené křivce výběhu v režimu závislé trakce v podobě malého zlomu na 13. kilometru. Křivka

elektrodynamického brzdění je v obou režimech stejná, což je dáno shodným brzděním výkonem.



Obr. 43: tachogram jízdního cyklu

Zajímavé je porovnat doby jízdy v obou režimech. Při výkonu 2 200 kW a maximální dosažené rychlosti 140 km/h souprava urazí uvažovaný úsek za 10 minut a 19 sekund. Při výkonu 1 200 kW a nepřekročení rychlosti 100 km/h pak 12 minut a 46 sekund, přičemž jízda výběhem byla o 3 km kratší.

### 3.5.6 Energetická bilance jízdního cyklu

Ze spočtených údajů je možno vyjádřit i množství trakční energie, tedy trakční práci. Následující výpočty budou vyčísleny pro režim závislé trakce. Trakční práce získaná časovou integrací okamžitého tažného výkonu lokomotivy  $W_{T_z} = 178,085 \text{ kWh}$ , brzdná práce  $W_{B_z} = 58,376 \text{ kWh}$ . Skutečně spotřebovaná elektrická energie

$$E_{T_z} = \frac{W_{T_z}}{\eta_{lok_z}} - W_{B_z} \cdot \eta_{rek} \quad (53)$$

kde účinnost lokomotivy (při provozu ve stejnosměrné soustavě, kterou je zvolený modelový úsek napájen, nebo při akumulátorovém provozu)

$$\eta_{lok} = \eta_M \cdot \eta_{TM} \cdot \eta_P = 0,98 \cdot 0,93 \cdot 0,98 = 0,893 \quad (54)$$

a účinnost rekuperace

$$\eta_{rek} = \eta_M \cdot \eta_{TM} \cdot \eta_P \cdot \eta_N = 0,98 \cdot 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,8 = 0,715 \quad (55)$$

Potom skutečně spotřebovaná trakční energie

$$E_{T_z} = \frac{W_{T_z}}{\eta_{lok_z}} - W_{B_z} \cdot \eta_{rek} = \frac{178,117}{0,893} - 58,376 \cdot 0,715 = 157,673 \text{ kWh} \quad (56)$$

K takto získané hodnotě ještě mohu přičíst energii spotřebovanou pomocnými pohony

$$E_{PP_z} = (P_z \cdot \xi_P + n \cdot P_{vüz}) \cdot t = (2\,200 \cdot 0,06 + 7 \cdot 50) \cdot 0,171 = 82,851 \text{ kWh} \quad (57)$$

Celková energie spotřebovaná v jízdním cyklu

$$E_{C_z} = E_{T_z} + E_{PP_z} = 157,71 + 82,54 = 240,252 \text{ kWh} \quad (58)$$

Tomu odpovídá spotřeba energie

$$q_{E_z} = \frac{E_z}{l} = \frac{240,252}{18} = 13,36 \text{ kWh/km} \quad (59)$$

Všechny zmíněné výpočty jsem provedl i pro jízdní cyklus v režimu nezávislé trakce, výsledky jsou shrnuty v následující tabulce.

Tab. 15: Energetická bilance jízdního cyklu

	<i>závislá trakce</i>	<i>nezávislá trakce</i>
trakční práce $W_T$ [kWh]	178,085	120,123
spotřebovaná energie $E_0$ [kWh]	199,385	134,490
brzdná práce $W_B$ [kWh]	58,376	36,414
zrekuperovaná energie $E_R$ [kWh]	41,712	26,019
energie pomocných pohonů $E_{PP}$ [kWh]	82,851	89,811
výsledná energetická bilance $E_C$ [kWh]	240,524	198,282
průměrná spotřeba energie $q_E$ [kWh/km]	13,362	11,016

Je vidět, že nejzásadnější podíl na spotřebě energie má aerodynamický odpor, jenž se projevuje při vyšších rychlostech; jízdní čas kratší o 2,5 minuty znamená o 42 kWh více spotřebované energie.



Na základě energetické bilance simulovaného jízdního cyklu mohu dále určit dojezd soupravy v režimu nezávislé trakce. Využitelná energie akumulátoru navrženého v kapitole 3.1.1 je 1 600 kWh, což při výše uvedené spotřebě energie odpovídá dojezdu 145 km. Nesmí se však zapomenout, že v simulovaném jízdním cyklu bylo uvažováno pouze elektrodynamické brzdění. Kdyby nebyla veškerá energie rekuperována, průměrná spotřeba by vzrostla (až na 12,45 kWh/km při brzdění bez rekuperace, čemuž by odpovídal dojezd 128 km). Tyto výpočty však nezohledňují dobu stání ve stanici, kdy pomocné pohony stále spotřebovávají energii. V případě, kdy do totožného jízdního cyklu zahrnu ještě 2 minuty stání, dojezd klesne o 10 km na 135 km.

### 3.6 Navržená koncepce duální elektrické lokomotivy

V závěru kapitoly, v níž jsem se věnoval koncepčnímu návrhu duální elektrické lokomotivy, shrnu navržené řešení a jeho parametry takovým způsobem, aby bylo možné je snadno porovnat s lokomotivami popisovanými v rešeršní části diplomové práce.

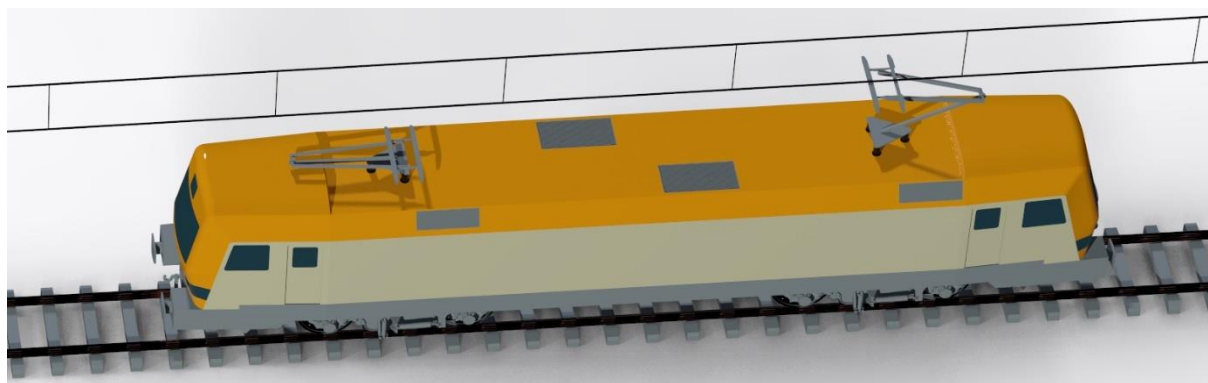


*Obr. 44: navržená duální lokomotiva*

Navržená lokomotiva (Obr. 44, Obr. 45) je vhodná pro osobní i nákladní dopravu na hlavních a vedlejších tratích s únosností 20 tun na nápravu a vyšší. Její výkon v závislém i nezávislém režimu je řádově srovnatelný. Je možné ji provozovat na tratích elektrifikovaných systémem 25 kV / 50 Hz nebo 3 kV DC s výkonem 2,2 MW až do rychlosti 140 km/h, či jako vozidlo nezávislé trakce, jež vykazuje výkon 1,2 MW a maximální rychlost 100 km/h.

Zdrojem energie pro nezávislou trakci je lithiový akumulátor s kapacitou 2 000 kWh, jenž postačí nejméně pro 1 hodinu provozu. Dojezd závisí na traťových podmínkách i na případném výkonu odebíraném vlakovým topením. Za běžných podmínek by neměl klesnout pod 100 km.

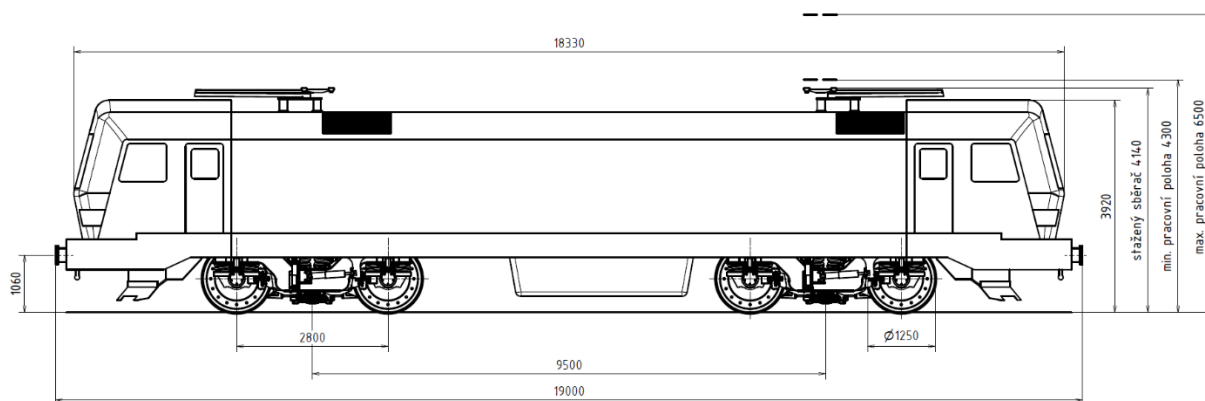
Parametry navržené lokomotivy jsou souhrnně uvedeny v následující tabulce (Tab. 16), rozměry (Obr. 46) a uspořádání strojovny (Obr. 33) jsou pak patrné z obrázků. Detailně je lokomotiva zobrazena na typovém výkresu, jenž tvoří přílohu diplomové práce.



*Obr. 45: navržená duální lokomotiva*

*Tab. 16: Parametry navržené duální lokomotivy*

rozchod koleje	1 435 mm
délka přes nárazníky	19 000 mm
vzdálenost otočných čepů	9 500 mm
rozvor podvozku	2 800 mm
průměr kol (nových/minimální)	1 250 mm / 1 170 mm
uspořádání pojezdu	Bo'Bo'
max. hmotnost	80 t
nápravové zatížení	20 t
max. rychlost (závislý/nezávislý režim)	140 km/h / 100 km/h
výkon (závislý/nezávislý režim)	2 200 kW / 1 200 kW
max. tažná síla	250 kN
kapacita akumulátoru	2 000 kWh
napájecí soustavy	25 kV / 50 Hz 3 kV DC


*Obr. 46: navržená duální lokomotiva, rozměry*

## 4 Koncepční návrh trakčního podvozku

Vlastnosti pojezdu, v případě lokomotivy trakčního podvozku, mají na výsledném chování vozidla jako celku klíčový podíl. Podvozek zprostředkovává vazbu mezi vozidlem a kolejí, tedy přenáší tažné i brzdné síly a vozidlo nese a vede. Vhodnost konstrukce podvozku se projeví na chodových vlastnostech vozidla i na silové interakci vozidla a koleje.

### 4.1 Trakční pohon

Lokomotivy dneška i posledních několika desítek let minulosti jsou vybavovány téměř výhradně individuálními pohony dvojkolí. Toto uspořádání má oproti skupinovým pohonům mnoho výhod, ověřených léty praxe. Zejména zajišťuje vysokou míru redundance pohonu, vyšší účinnost mechanické části a nevnáší mezi jednotlivé nápravy mechanickou úhlovou vazbu. Dále ponechává dostatek prostoru pro střední příčník podvozku a použití otočného čepu pro přenos podélných sil na skříň vozidla.

#### 4.1.1 Koncepce trakčního pohonu

Provedení individuálního pohonu dvojkolí může být v zásadě trojí; tlapovým motorem, závěskovou převodovkou, nebo dutým hřídelem. Toto rozdělení odpovídá stupni vypružení jednotlivých hmot pohonu, a tudíž má přímou vazbu na maximální možnou provozní rychlost. Tlapový motor je sice použitelný pro rychlosti do 140 km/h, nicméně vhodný spíše pro rychlosti nižší. Jako vhodnější se jeví použití závěskové převodovky, které je dobrým kompromisem mezi vysokým podílem vypružených hmot pohonu a konstrukční složitostí, které odpovídá cena realizace.

Pohon dvojkolí závěskovou převodovkou má zcela odpružený trakční motor, jenž je ukotven k rámu podvozku. Velké kolo nápravové převodovky je nalisováno na hřídel dvojkolí, pastorek je s motorem propojen kloubovým hřídelem. Reakční moment převodovky je zachycován závěskou.

Jelikož se motor i převodovka musí vejít do rozkolí dvojkolí, nezbyvá mnoho prostoru pro kloubový hřídel. U pohonů s větším výkonem se používají dvě možná řešení, a to kloubový hřídel uložený v duté kotvě motoru, nebo v dutém pastorku nápravové převodovky. U pohonů asynchronními motory je vhodnějším řešením dutý pastorek.

#### 4.1.2 Trakční motor

K pohonu každého dvojkolí je použit asynchronní elektromotor o výkonu 550 kW s cizí ventilací. Rozměry a hmotnost motoru jsem stanovil na základě dostupných údajů o několika motorech tohoto typu a podobné výkonové kategorie, jež jsem získal ze starších katalogů poskytnutých vedoucím práce. V současnosti totiž žádný z předních výrobců (Siemens, ABB, Škoda Electric) nenabízí katalogy trakčních motorů.

Každému trakčnímu motoru náleží jedna chladicí věž, umístěná ve strojovně (viz odstavec 3.3.1.4) Použití přetlakové ventilace vylučuje vznik nevyvážku na rotoru trakčního motoru způsobeného usazováním nasávaných nečistot. Díky tomu je možno trakční motor upevnit do rámu bez pružné vazby a nehrozí poškození rámu podvozku vibracemi, které by



nevývažek způsobil. Trakční motor je přes čtyři patky přišroubován k hlavnímu příčníku rámu podvozku.

### 4.1.3 Nápravová převodovka

Požadavky na závěskovou nápravovou převodovku jsou mnohé. Předně musí s vhodným převodem a vysokou účinností přenášet výkon z trakčního motoru na dvojkolí. Její hmotnost má být co možná nejnížší, neboť tvoří součást nevypružených hmot. Omezena je hned několika zástavbovými rozměry, nesmí vystupovat z obrysu pro konstrukci, ale zároveň musí zajistit dostatečnou osovou vzdálenost mezi trakčním motorem a dvojkolím, a to při uvažování možných relativních pohybů. Vhodně musí být vyřešeno i zachycení reakčního momentu, aby negativně neovlivňovalo kolové síly.

#### 4.1.3.1 Výpočet převodu

Maximální převodový poměr nápravové převodovky vychází z rychlosti lokomotivy a z maximálních otáček trakčního motoru  $n_{M_{max}} = 3\,800 \text{ ot/min}$ . Tyto otáčky nesmí být překročeny ani při jízdě zkušební rychlostí

$$v_{zkuš} = 1,1 \cdot v_{max} = 1,1 \cdot 140 = 154 \text{ km/h} \quad (60)$$

na kolech s minimálním přípustným poloměrem

$$r_{k_{min}} = \frac{d_k}{2} - \Delta r_k = \frac{1\,250}{2} - 45 = 580 \text{ mm} \quad (61)$$

Maximální přípustný převodový poměr

$$i_{max} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{M_{max}} \cdot r_{k_{min}}}{30\,000 \cdot v_{zkuš}} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot 3\,800 \cdot 580}{30\,000 \cdot 154} = 5,395 \quad (62)$$

Na základě tohoto výpočtu volím převodový poměr  $i \doteq 5,118$  realizovaný pastorkem se 17 zuby a kolem s 87 zuby.

#### 4.1.3.2 Rozměrová omezení

Při návrhu nápravové převodovky platí dvě zásadní rozměrová omezení. Je třeba dodržet dostatečnou osovou vzdálenost soukolí, aby byla zajištěna vůle mezi motorem na nápravou dvojkolí.

$$e_{min} = \frac{d_n + b_M}{2} + v_{min} = \frac{200 + 700}{2} + 15 = 465 \text{ mm} \quad (63)$$

Dále je třeba dodržet minimální výšku spodku skříně převodovky nad rovinou temene kolejnic, danou obrysem pro konstrukci. Odtud je možno vyjádřit maximální průměr hlavové kružnice velkého kola převodovky jako

$$d_{a2_{max}} = 2 \cdot (r_{k_{min}} - h_{min} - v - t) = 2 \cdot (580 - 80 - 10 - 15) = 940 \text{ mm} \quad (64)$$

Těmto vypočteným hodnotám musí vyhovět parametry navrženého soukolí.

#### 4.1.3.3 Volba parametrů ozubení

Základním parametrem ozubení je jeho normální modul. Přibližný normální modul podle Bacha se určí ze vzorce

$$m'_n = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_2 \cdot 0,6 \cdot \sigma_{Flim}}} \quad (65)$$

kde  $f_p = 18$  je součinitel pro kalená ozubená kola,  $K_F = 1,65$  zahrnuje vliv nerovnoměrnosti zatížení zubů a vnějších dynamických sil,  $\psi_m = 15$  je zvolený poměr šířky kola a modulu,  $\sigma_{Flim} = 920 \text{ MPa}$  je mez únavy v ohybu zvolené oceli 16 420.

Výpočet normálního modulu provedu v bodě zlomu trakční charakteristiky, tedy při jízdě maximálním výkonem a současně maximální tažnou silou. Této situaci odpovídá moment na výstupu z převodovky  $M_{k2} = 39\,062,5 \text{ Nm}$ . Po dosazení a vyčíslení dostanu předběžnou hodnotu normálního modulu  $m'_n = 8,05 \text{ mm}$ .

Na základě tohoto výpočtu volím pro ozubené soukolí normální modul  $m_n = 9 \text{ mm}$ . Použití šikmého ozubení je v dnešní době takřka samozřejmostí, neboť zvyšuje plynulost záběru a snižuje hluk soukolí; úhel šroubovice volím  $\beta_z = 5^\circ$ . Všechny parametry soukolí jsem spočetl pomocí programu MS Excel, jenž tvoří přílohu práce, vybrané jsou shrnuty v následující tabulce (Tab. 17).

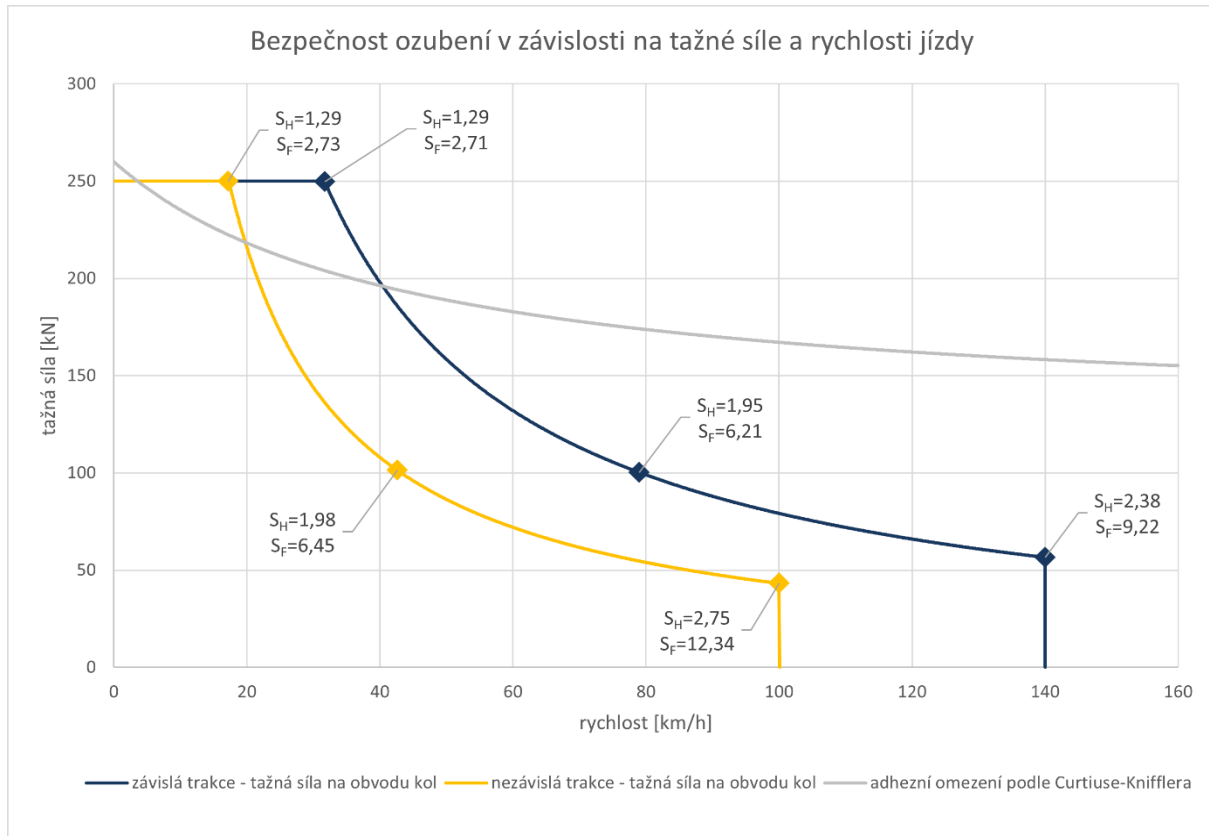
Tab. 17: Základní parametry ozubeného soukolí nápravové převodovky

	<i>pastorek</i>	<i>kolo</i>
počet zubů $z$ [1]	17	87
roztečný průměr $d_r$ [mm]	153,58	785,99
hlavový průměr $d_a$ [mm]	172,01	803,99
patní průměr $d_f$ [mm]	131,51	763,49
průměr valivé kružnice $d_w$ [mm]	153,65	786,35
šířka ozubení $b_w$ [mm]	144,00	135,00
osová vzdálenost $e$ [mm]	470,00	
součinitel záběru $\varepsilon$ [1]	2,05	

Z tabulky Tab. 17 plyne, že oba rozměrové obvody zmíněné v odstavci 4.1.3.2 jsou splněny. Taktéž hodnota součinitele záběru je téměř celočíselná a tedy vyhovující.

#### 4.1.3.4 Pevnostní kontrola ozubení

Pevnostní kontrolu jsem rovněž provedl pomocí MS Excel, a to jak v návrhovém bodě, tak i při jiných výkonech a tažných silách. Na následujícím obrázku jsou bezpečnosti na ohyb  $S_F$  a na dotyk  $S_H$  pro lepší názornost zobrazeny na trakční charakteristice (Obr. 47).



Obr. 47: bezpečnost ozubení

#### 4.1.3.5 Zachycení reakčního momentu

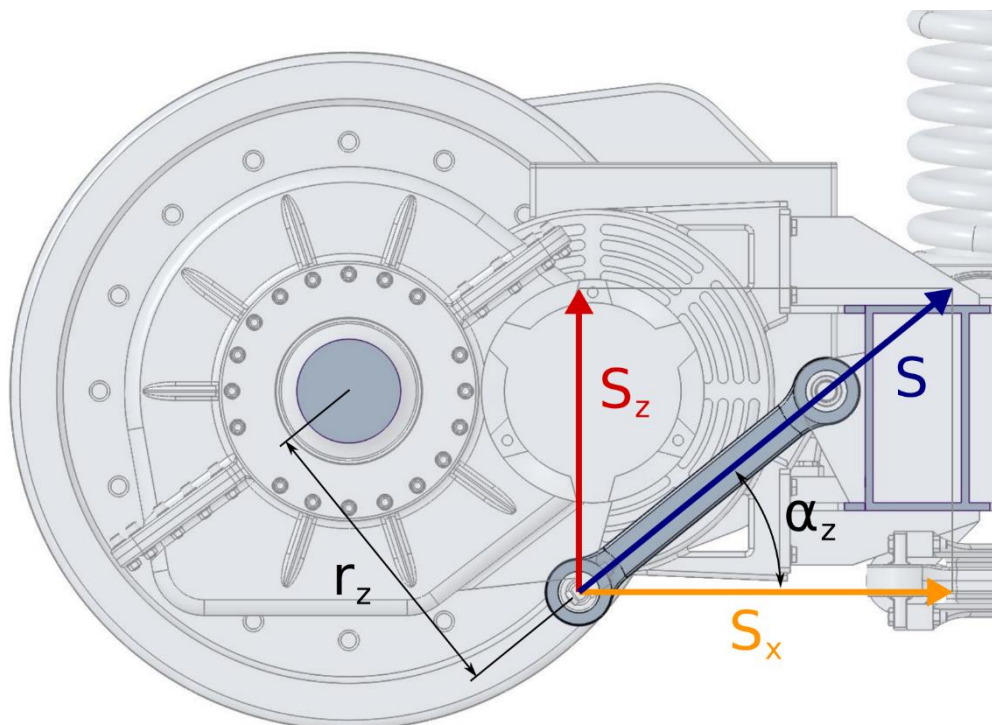
Dalším prostorem pro různá konstrukční řešení je umístění závěsky. Nevýhodou svislé závěsky je změna kolových sil v závislosti na tažné síle. Vodorovná závěska na kolové síly nemá vliv, způsobuje ale podélnou reakci ve vedení dvojkolí. Výhodná by proto byla vodorovná závěska umístěná pod převodovkou, kdy se tažná síla a reakce převodovky ve vedení dvojkolí odčítají. Zde však je reakční rameno omezeno obrysem pro konstrukci a závěska by musela být velmi robustní, což by zvýšilo nevypružené hmoty. Volím proto použití šikmé závěsky, která bude ovlivňovat kolové síly méně než svislá.

S ohledem na prostorové možnosti v podvozku se jeví jako vhodné reakční rameno délky  $r_z = 580 \text{ mm}$  (Obr. 48). Maximální statická reakce přenášená závěskou se spočítá jako

$$S_{max} = \frac{T_{max}}{4} \cdot \frac{r_k}{r_z} \cdot \left(1 + \frac{1}{i}\right) = \frac{250\,000}{4} \cdot \frac{625}{580} \cdot \left(1 + \frac{1}{5,118}\right) = 80\,509 \text{ N} \quad (66)$$

Úhel šikmé závěsky  $\alpha_z$  (Obr. 48) volím tak, aby závěska minimalizovala podélnou silovou reakci ve vedení dvojkolí, tedy aby síla přenášená závěskou v podélném směru byla rovna tažné síle jednoho dvojkolí. Potom úhel závěsky

$$\alpha_z = \arccos\left(\frac{S_x}{S}\right) = \arccos\left(\frac{\frac{T}{4}}{\frac{T}{4} \cdot \frac{r_k}{r_z} \cdot \left(1 + \frac{1}{i}\right)}\right) = \arccos\left(\frac{\frac{r_z}{r_k}}{\left(1 + \frac{1}{i}\right)}\right) = 39,1^\circ \quad (67)$$

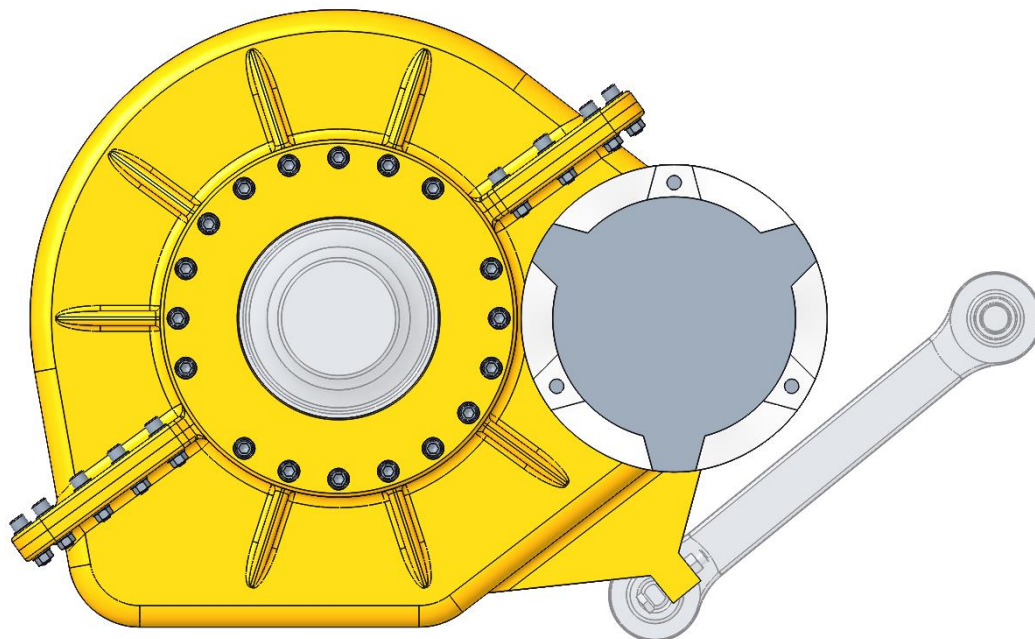


*Obr. 48: závěska nápravové převodovky*

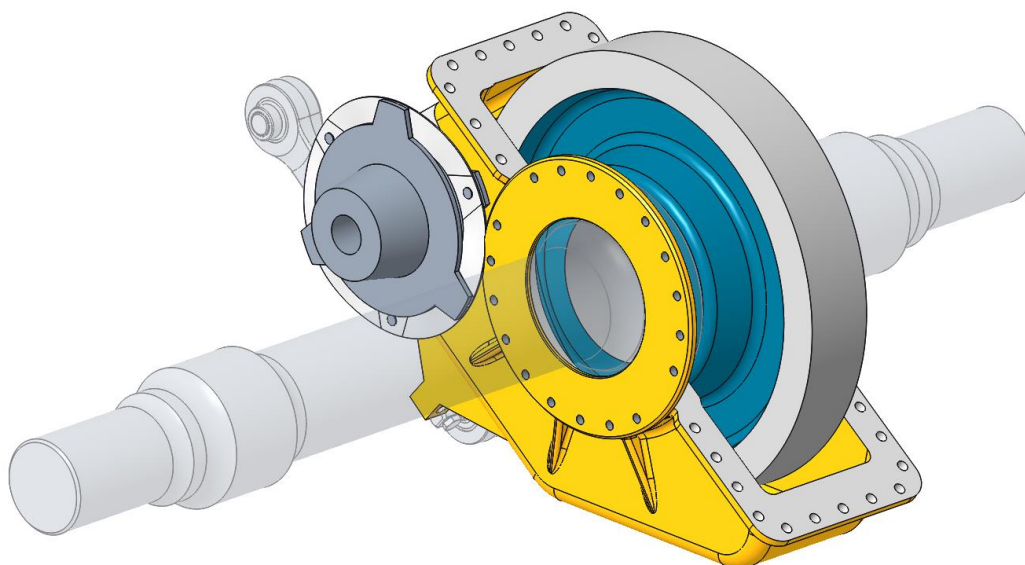
V případě lomu závěsky hrozí, že by se převodovka protočila na nápravě, vystoupila z obrysu pro konstrukci a pokud by se zachytila o pražec, způsobila by vykolejení lokomotivy. Tato situace musí být ošetřena, záložním zajištěním převodovky. Volím řešení za použití ocelového lana uchyceného na skříni převodovky a na rámu podvozku, v běžném provozním stavu mírně prověšeného. (Tento detail není zachycen v sestavném výkresu podvozku ani na 3D vizualizacích.)

#### 4.1.3.6 Navržená převodovka

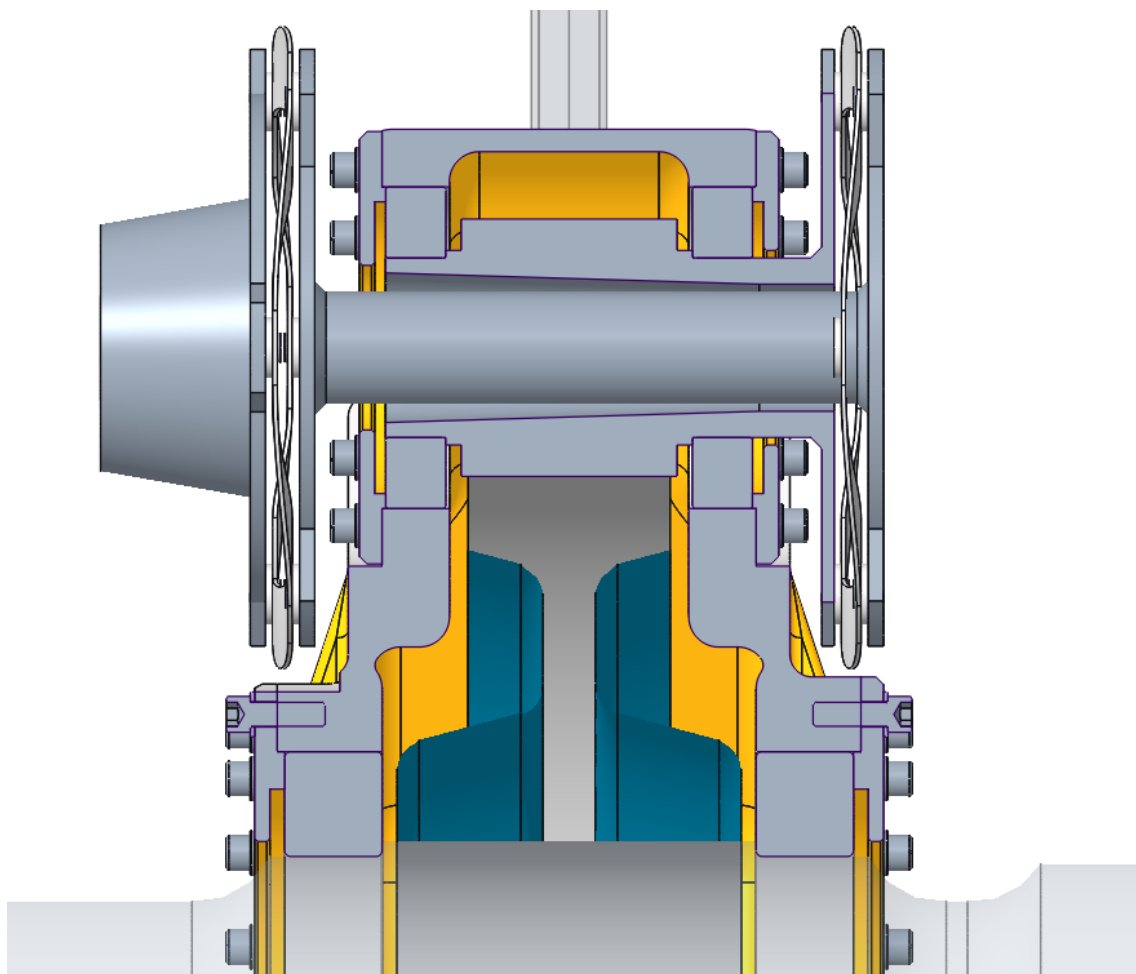
Skříň převodovky jsem navrhl jako odlitek, rozdělený šikmou dělicí rovinou na vanu a víko. Cílem bylo dosáhnout minimální šířky převodovky, aby bylo možné do rozkolí spolu s pohonem umístit i brzdiče kotoučové brzdy. Rozhodl jsem se proto pro řešení, kdy se velké kolo i ložiska nalisují na nápravu a takto připravený celek se vloží do převodovky. Oproti kompaktnímu řešení toto díky menšímu průměru ložisek umožnilo zasunout diskové spojky kloubového hřídele blíže k pastorku. Spodní část převodovky je větší než víko, aby byla zajištěna dostatečná olejová náplň. Navržená převodovka je zobrazena na následujících obrázcích (Obr. 49, Obr. 50, Obr. 51).



*Obr. 49: nápravová převodovka*



*Obr. 50: nápravová převodovka, odkryté víko*



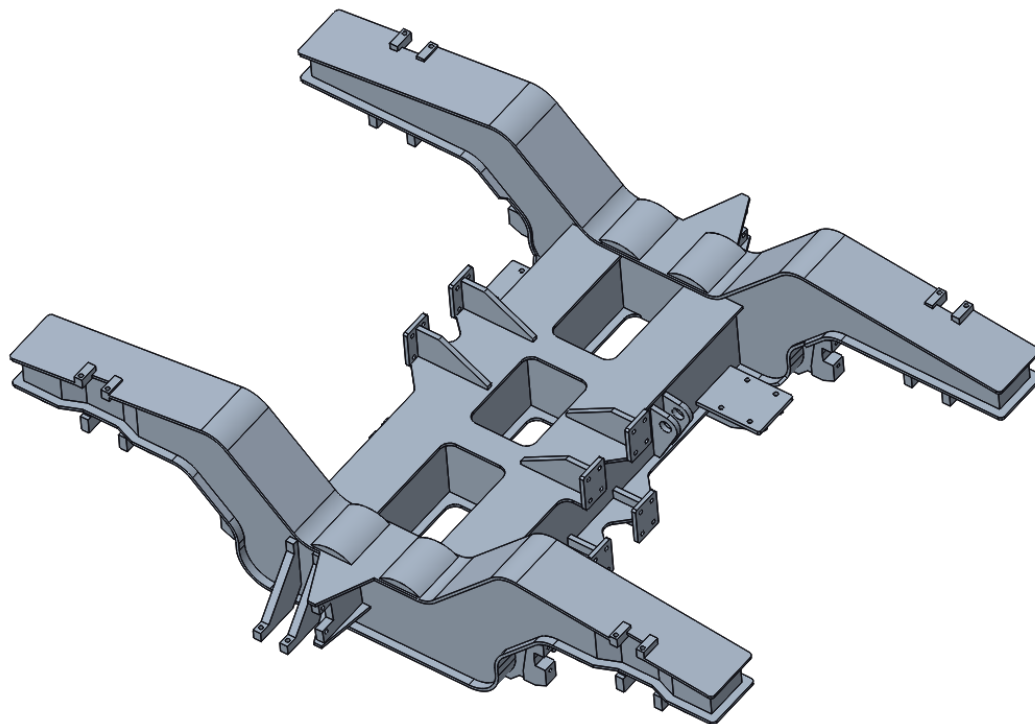
*Obr. 51: nápravová převodovka, řez*

## 4.2 Rám podvozku

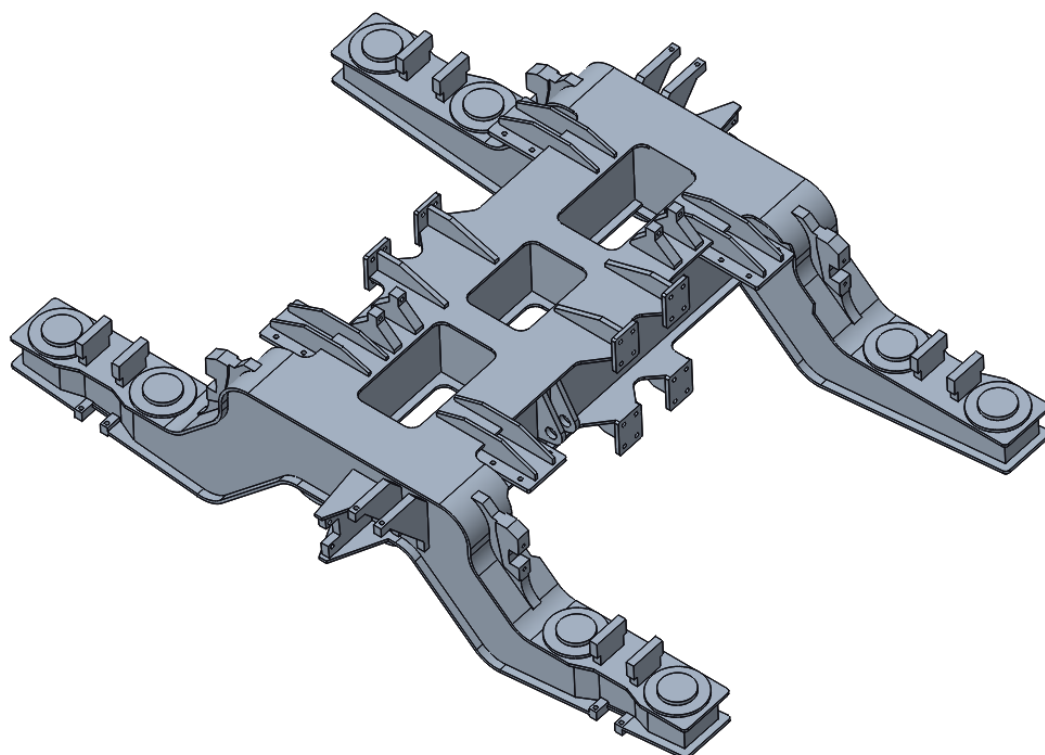
Rám podvozku byl při návrhu lokomotivy jednou z hlavních komponent, jejíž hmotnost jsem se snažil omezit, abych i s trakčními akumulátory dosáhl požadované hmotnosti 80 tun. Rozhodl jsem se proto pro navrhnout otevřený rám tvaru písmene „H“. Krom ušetřené hmotnosti je výhodou i větší torsní poddajnost rámu a menší momenty setrvačnosti.

Navržený rám (Obr. 52, Obr. 53) se skládá z masivního příčnicku, tvořeného dvěma uzavřenými profily, a podélníků tvarovaných s ohledem na zmenšení zástavbové výšky podvozku. Příčnick je opatřen konzolami pro uchycení trakčních motorů, brzdíků kotoučových brzd, závěsek převodovek a ojníc lemniskátového mechanismu. Podélníky jsou opatřeny konzolami pro ojnice vedení dvojkolí a tlumiče a plochami pro uložení primárních i sekundárních pružin.

Hmotnost rámu odečtená z 3D modelu je 2 490 kg. Hlavní rozměry rámu jsou zakótovány v sestavném výkresu podvozku.



Obr. 52: rám podvozku



Obr. 53: rám podvozku, pohled zespodu

### 4.3 Vypružení

Pro navrhovanou lokomotivu uvažují dvoustupňové vypružení ocelovými flexi-coil pružinami. V prvním stupni vypružení se použije sada dvou stejných pružin pro každé ložiskové těleso, v druhém stupni pak dva páry stejných pružin na každém podvozku.

Jelikož hmotnost elektrické lokomotivy je v provozu prakticky konstantní, nemá smysl počítat tuhost vypružení z užitečného stlačení pružin. Pro první odhad tuhosti použijí hodnotu statického stlačení pružin 140 mm rovnou maximální rychlosti jízdy 140 km/h. Toto stlačení rozdělím mezi první a druhý stupeň vypružení v poměru 1:3, což je opět pro konvenční vozidlo hodnota vhodná pro prvotní přiblížení k vhodnému rozdělení tuhostí mezi první a druhý stupeň vypružení.

$$z_{st_1} = \frac{z_c}{1 + \alpha_0} = \frac{140}{1 + 3} = 35 \text{ mm} \quad (68)$$

$$z_{st_2} = z_{st_1} \cdot \alpha_0 = 35 \cdot 3 = 105 \text{ mm} \quad (69)$$

Statické síly působící na jednotlivé stupně vypružení

$$F_{st_1} = (m_1 + m_2) \cdot g = (14\,800 + 52\,600) \cdot 9,81 = 661\,194 \text{ N} \quad (70)$$

$$F_{st_2} = m_2 \cdot g = 52\,600 \cdot 9,81 = 516\,006 \text{ N} \quad (71)$$

Ze statických sil a žádaných statických stlačení je možno určit tuhosti

$$k_1 = \frac{F_{st_1}}{z_{st_1}} = \frac{661\,194}{35} = 18\,891,3 \text{ N/mm} \quad (72)$$

$$k_2 = \frac{F_{st_2}}{z_{st_2}} = \frac{516\,006}{105} = 4\,914,3 \text{ N/mm} \quad (73)$$

#### 4.3.1 Vlastní frekvence houpání

Svislé vypružení je třeba naladit tak, aby bylo dosaženo první vlastní frekvence houpání skříňe nižší než 1,5 Hz, což je dáno požadavky na pracovní prostředí strojvůdce. V praxi je snaha dosáhnout frekvence v rozmezí 1,3 až 1,5 Hz.

Výpočet vlastních frekvencí provedu ze zjednodušené dvoumotové soustavy. Na základě výše provedeného odhadu volím zaokrouhlené hodnoty tuhostí  $k_1 = 19\,000 \text{ N/mm}$  a  $k_2 = 4\,500 \text{ N/mm}$ . Vlastní frekvence dvoumotové soustavy je možno vyjádřit jako

$$f_{1,2} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_2}{2m_2} + \frac{k_1 + k_2}{2m_1} \mp \sqrt{\left(\frac{k_2}{2m_2} + \frac{k_1 + k_2}{2m_1}\right)^2 - \frac{k_1 \cdot k_2}{m_1 \cdot m_2}}} \quad (74)$$



a po dosažení

$$\begin{aligned} f_1 &= 1,317 \text{ Hz} \\ f_2 &= 6,376 \text{ Hz} \end{aligned} \quad (75)$$

Vlastní frekvence navrženého vypružení jsou vyhovující.

#### 4.3.2 Charakteristika svislého vypružení

Dynamická přírážka pro určení pracovní oblasti svislého vypružení se pro lokomotivu se dvěma dvojkolmi v podvozku s maximální rychlostí přes 100 km/h určí ze vztahů

$$k_{d_1} = 0,1 + \frac{0,22 \cdot (v_{max} - 55)}{z_c} = 0,1 + \frac{0,22 \cdot (140 - 55)}{140} = 0,23 \quad (76)$$

$$k_{d_2} = 0,05 + \frac{0,22 \cdot (v_{max} - 55)}{z_c} = 0,05 + \frac{0,22 \cdot (140 - 55)}{140} = 0,18 \quad (77)$$

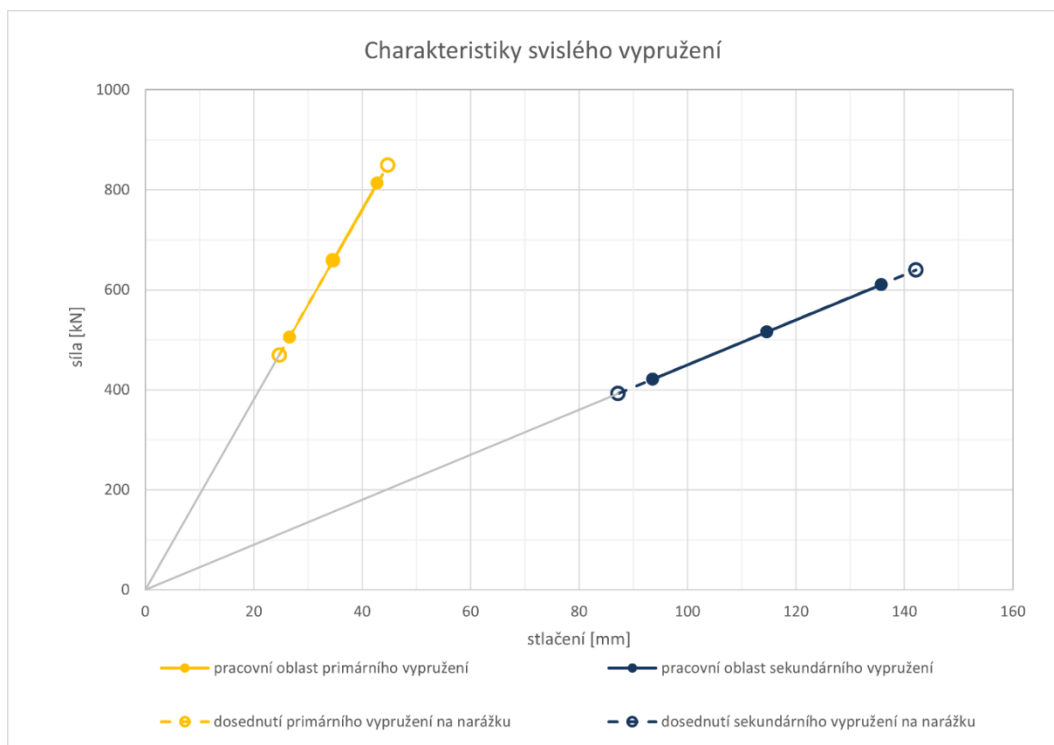
Potom maximální provozní síly ve svislém vypružení

$$\begin{aligned} F_{max_1} &= F_{st_1} \cdot (1 + k_{d_1}) = 815\,630 \text{ N} \\ F_{min_1} &= F_{st_1} \cdot (1 - k_{d_1}) = 506\,758 \text{ N} \\ F_{max_2} &= F_{st_2} \cdot (1 + k_{d_2}) = 610\,730 \text{ N} \\ F_{min_2} &= F_{st_2} \cdot (1 - k_{d_2}) = 421\,282 \text{ N} \end{aligned} \quad (78)$$

a síly při stlačení na narážky (kde svislé vůle  $z_p = 10 \text{ mm}$  a  $z_s = 27,5 \text{ mm}$ )

$$\begin{aligned} F_{d_1} &= F_{st_1} + k_1 \cdot z_p = 851\,194 \text{ N} \\ F_{h_1} &= F_{st_1} - k_1 \cdot z_p = 471\,194 \text{ N} \\ F_{d_2} &= F_{st_2} + k_2 \cdot z_s = 639\,756 \text{ N} \\ F_{h_2} &= F_{st_2} - k_2 \cdot z_s = 392\,256 \text{ N} \end{aligned} \quad (79)$$

Graficky jsou charakteristiky primárního i sekundárního vypružení znázorněny na následujícím obrázku (Obr. 54).



Obr. 54: charakteristiky svislého vypružení

### 4.3.3 Návrh pružin

Návrh pružin provádím podle normy ČSN EN 13 906-1, přičemž počítám s materiálovými parametry  $E = 206\,000\text{ MPa}$  a  $G = 78\,500\text{ MPa}$ , jež tato norma uvádí. [24]

#### 4.3.3.1 Návrh pružiny primárního vypružení

Požadovaná tuhost jedné pružiny primárního vypružení

$$k_{1i} = \frac{k_1}{n_{p1}} = \frac{19\,000}{16} = 1\,187,5\text{ N/mm} \quad (80)$$

Volím průměry pružiny  $D_1 = 230\text{ mm}$  a drátu  $d_1 = 45\text{ mm}$ . Počet činných závitů pružiny se určí jako

$$n_1 = \frac{G \cdot d_1^4}{8 \cdot D_1^3 \cdot k_{1i}} = \frac{78\,500 \cdot 45^4}{8 \cdot 230^3 \cdot 1\,187,5} = 2,78 \quad (81)$$

Pro pružiny vinuté za tepla norma předepisuje 1,5 závěrného závitu, celkový počet závitů tedy bude 4,28. Potom délka maximálně stlačené pružiny (na dolní narážku)

$$l_{min1} = (1,1 \cdot n_1 + 1) \cdot d = 182,9\text{ mm} \quad (82)$$

Z této hodnoty se dále vypočtou volná délka

$$l_{01} = l_{min1} + z_{st1} + z_p = 182,9 + 34,7 + 10 = 227,7\text{ mm} \quad (83)$$

a následně délka při statickém zatížení



$$l_{st_1} = l_{0_1} - z_{st_1} = 227,6 - 34,7 = 192,9 \text{ mm} \quad (84)$$

Jelikož budou navrhované flexi-coil pružiny sloužit i jako příčné vypružení vozidla, je třeba určit jejich příčnou tuhost. Norma ČSN EN 13 906-1 uvádí pro její výpočet vztah

$$k_y = \frac{\xi \cdot k_i}{\xi - 1 + \frac{1}{\frac{\beta_0}{1 + \frac{1}{\frac{G}{2 + \frac{E}{G}}}} \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi}{\xi}\right)} \cdot \text{tg} \left( \beta_0 \xi \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \xi}{\xi}\right)} \right)} \quad (85)$$

kde

$$\beta_0 = \frac{l_0}{D} \quad (86)$$

a

$$\xi = \frac{l_0}{z_{st}} \quad (87)$$

Po dosazení a vyčíslení získám hodnotu příčné tuhosti  $k_{y_{\check{C}SN1}} = 1\,889 \text{ N/mm}$

Další možností je spočítat příčnou tuhost podle Timošenka-Ponomareva, tedy ze vztahu

$$k_{y_{T-P}} = \frac{k_i \cdot D^2 \cdot (1 - \gamma)}{0,2936 \cdot \frac{(l_{st} - \psi \cdot d)^3}{(l_{st} - 1,5 \cdot d)} + 0,381 \cdot D^2} \quad (88)$$

kde pro  $\beta_0 \geq 2,6$

$$\gamma = \frac{\frac{F_{st_i} \cdot \beta}{k_i \cdot l_{st}}}{0,813 \cdot (\beta_0 - \sqrt{\beta_0^2 - 6,87})} \quad (89)$$

nebo pro  $\beta_0 < 2,6$

$$\gamma = 0,357 \cdot \frac{F_{st_i} \cdot \beta}{k_i \cdot l_{st}} \cdot \left( \beta - 1,5 \cdot \frac{d}{D} \right) \quad (90)$$

Do rovnic výše se dosazuje

$$\beta_0 = \frac{l_0}{D} \quad (91)$$

$$\beta = \frac{l_{st}}{D}$$

$\psi$  je součinitel uložení konců pružiny, jenž pro vetknutí nabývá hodnoty 1.

Po dosazení a vyčíslení získám hodnotu příčné tuhosti  $k_{y_{T-P1}} = 2\,199 \text{ N/mm}$ . V dalších výpočtech budu používat zprůměrovanou a zaokrouhlenou hodnotu  $k_{y_1} = 2\,000 \text{ N/mm}$ .

Při uvažované příčné vůli ve vypružení 5 mm je velikost maximální příčné síly jedné pružiny 10 kN. Pro dolehnutí primárního vypružení na narážky by na lokomotivu muselo působit nevyrovnané příčné zrychlení 2,37 m/s<sup>2</sup>, což není v provozu přípustný stav. Nehrozí tedy příčné nepohodlí způsobené rázy při dosedání na narážky.

Pro kontrolní výpočty dynamicky namáhaných pružin je třeba určit maximální provozní hodnotu příčné výchylky  $y_{max_{1prov}}$ , tedy takovou, která nastane při jízdě obloukem s nevykompenzovaným příčným zrychlením 1,1 m/s<sup>2</sup>.

$$y_{max_{1prov}} = \frac{(m_1 + m_2) \cdot a_n}{16 \cdot k_{y_1}} = \frac{(14\,800 + 52\,600) \cdot 1,1}{16 \cdot 2\,000} = 2,32 \text{ mm} \quad (92)$$

Jelikož jsou pružiny dynamicky namáhané, klíčová je pro jejich dimenzování na únavovou pevnost. Napětí od osového zatížení při dosednutí na narážky se podle ČSN EN 13 906-1 spočtou jako

$$\tau_{d_1} = \frac{8 \cdot F_{h_{1i}} \cdot D_1}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \frac{\frac{D_1}{d_1} + 0,5}{\frac{D_1}{d_1} - 0,75} = \frac{8 \cdot 29\,450 \cdot 230}{\pi \cdot 45^3} \cdot \frac{\frac{230}{45} + 0,5}{\frac{230}{45} - 0,75} = 244 \text{ N/mm}^2 \quad (93)$$

$$\tau_{h_1} = \frac{8 \cdot F_{d_{1i}} \cdot D_1}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \frac{\frac{D_1}{d_1} + 0,5}{\frac{D_1}{d_1} - 0,75} = \frac{8 \cdot 53\,200 \cdot 230}{\pi \cdot 45^3} \cdot \frac{\frac{230}{45} + 0,5}{\frac{230}{45} - 0,75} = 440 \text{ N/mm}^2 \quad (94)$$

Je však třeba zohlednit i kombinované namáhání od osově i příčné síly současně, pro tento případ norma uvádí vztah

$$\tau_{hk_1} = \frac{8}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \left( F_{st_{1i}} \cdot (D_1 + y_{max_{1prov}}) + F_{y_{1i}max_{prov}} \cdot (l_{st_1} - d_1) \right) \cdot \frac{\frac{D_1}{d_1} + 0,5}{\frac{D_1}{d_1} - 0,75} \quad (95)$$

$$\tau_{hk_1} = \frac{8}{\pi \cdot 45^3} \cdot (41\,325 \cdot (230 + 2,32) + 4\,634 \cdot (192,9 - 45)) \cdot \frac{\frac{230}{45} + 0,5}{\frac{230}{45} - 0,75}$$

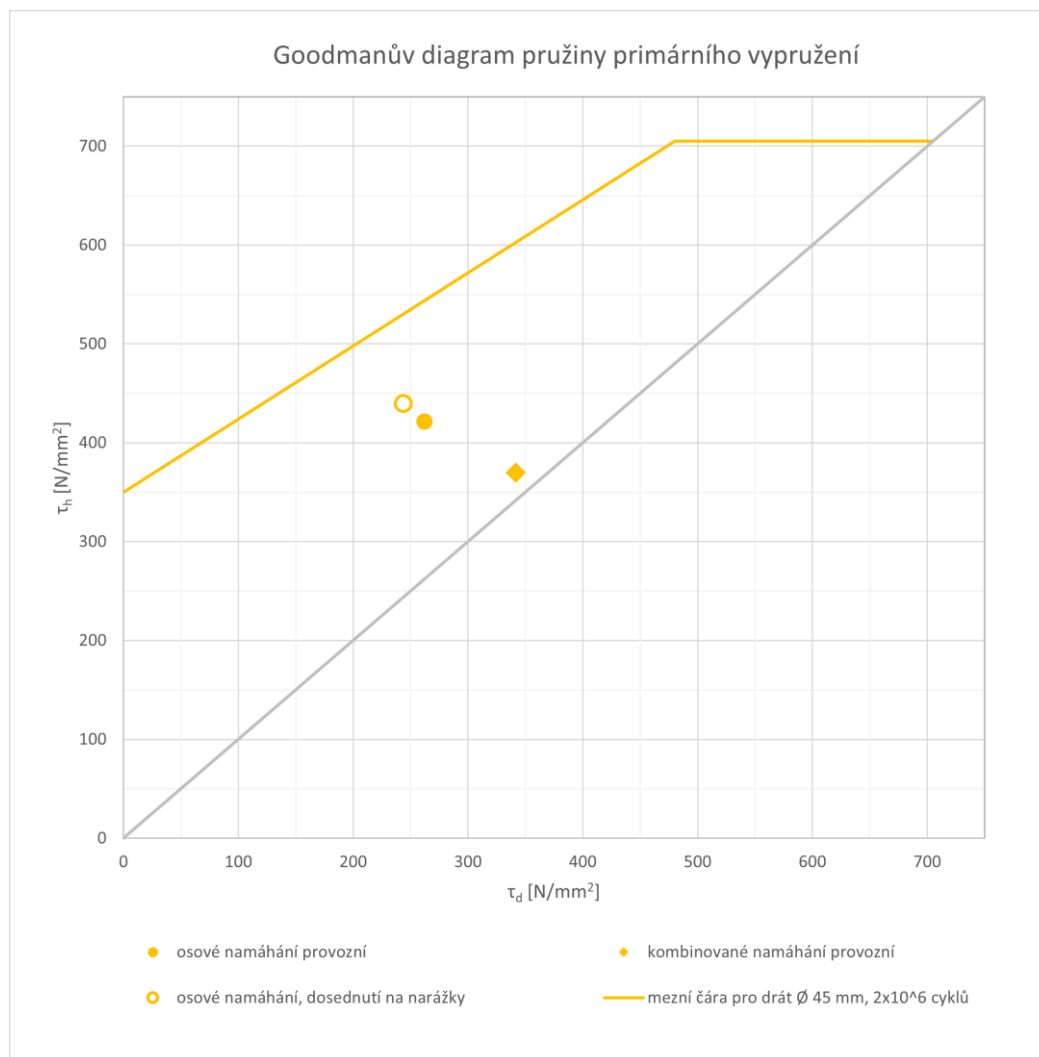
$$\tau_{hk_1} = 370 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{dk_1} = \frac{8}{\pi \cdot d_1^3} \cdot \left( F_{st_{1i}} \cdot (D_1 + y_{min_1}) + F_{y_{1i}min} \cdot (l_{st_1} - d_1) \right) \cdot \frac{\frac{D_1}{d_1} + 0,5}{\frac{D_1}{d_1} - 0,75} \quad (96)$$

$$\tau_{dk_1} = \frac{8}{\pi \cdot 45^3} \cdot (41\,325 \cdot (230 + 0) + 0 \cdot (192,9 - 45)) \cdot \frac{\frac{230}{45} + 0,5}{\frac{230}{45} - 0,75}$$

$$\tau_{dk_1} = 342 \text{ N/mm}^2$$

Spočtené hodnoty tečných napětí jsou vyneseny v Goodmanově diagramu (Obr. 55), z něhož je patrné, že navržené pružiny při uvažovaném dynamickém namáhání vyhoví.



Obr. 55: Goodmanův diagram pro pružiny primárního vypružení

#### 4.3.3.2 Návrh pružiny sekundárního vypružení

Postup výpočtu je zcela analogický. Jako vstupní parametry volím průměry pružiny  $D_2 = 240 \text{ mm}$  a drátu  $d_2 = 50 \text{ mm}$ . Ve výpočtu příčné tuhosti podle Timošenka-Ponomareva pak uvažuji součinitel  $\psi = 0,5$ , což odpovídá polokloubovému uložení konců pružiny. Při výpočtu napětí od kombinovaného namáhání je navíc třeba uvažovat složku posunutí konce pružiny způsobenou natočením podvozku v oblouku

$$y_{max_2} = \sqrt{w_{\infty}^2 + (w_2 \cdot \varphi_{120})^2} = \sqrt{35^2 + (1\,050 \cdot 0,04)^2} = 54,3 \text{ mm} \quad (97)$$

Tato hodnota však nepopisuje stav, který by měl nastat v běžném provozu. Proto do Goodmanova diagramu vynesu dva body pro kombinované namáhání. První pro průjezd traťovým obloukem o poloměru 150 m s nevykompenzovaným příčným zrychlením  $1,1 \text{ m/s}^2$ , jemuž odpovídá hodnota

$$y_{max_{2prov}} = \sqrt{\left(\frac{m_2 \cdot a_n}{8 \cdot k_{y_2}}\right)^2 + (w_2 \cdot \varphi_{150})^2} = 46,8 \text{ mm} \quad (98)$$

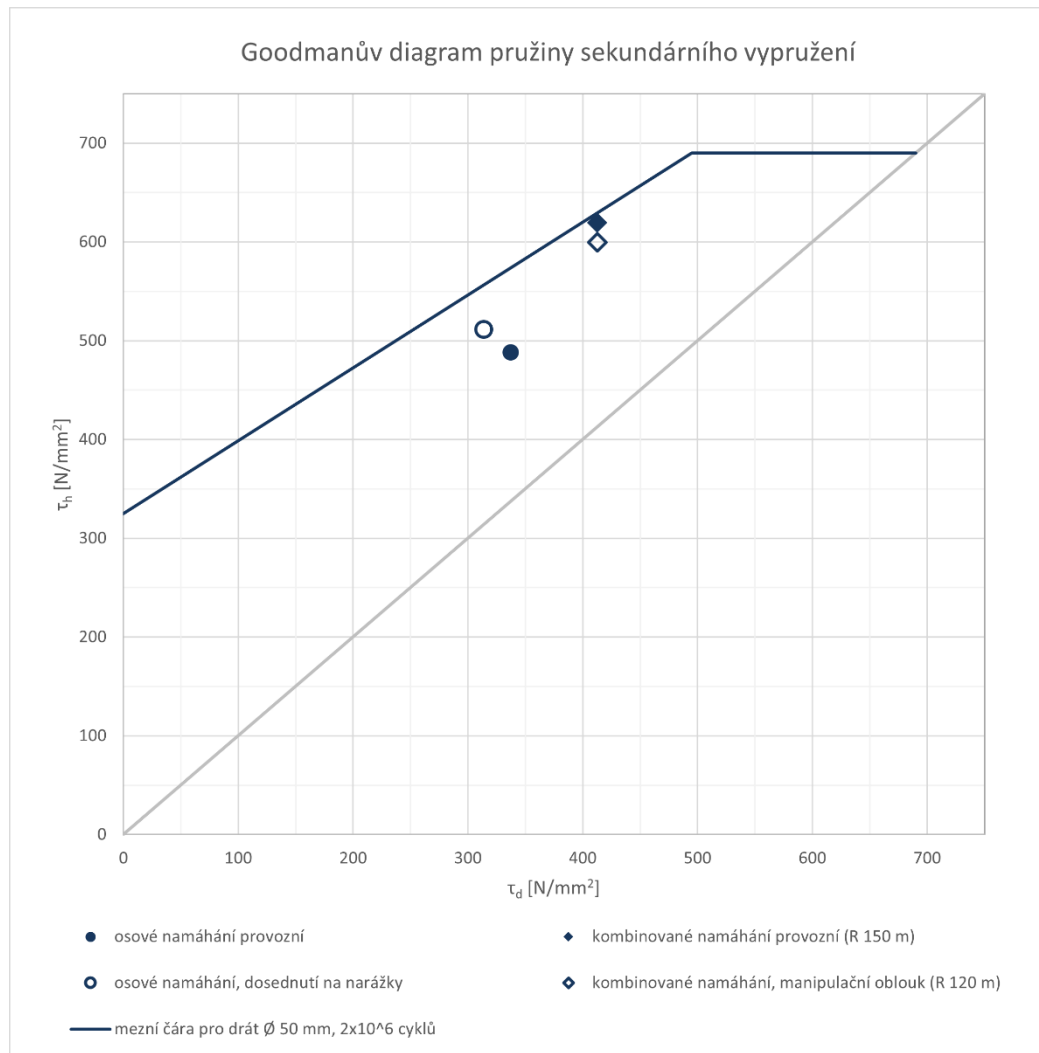
Druhý pak pro jízdu manipulačním obloukem o poloměru 120 m rychlostí 20 km/h, kdy je sice větší natočení podvozku, avšak nevykompenzované příčné zrychlení

$$a_{n_{man}} = \frac{v_{man}^2}{R} = \frac{20^2}{3,6^2 \cdot 120} = 0,26 \text{ m/s}^2 \quad (99)$$

vyvolá velmi malou příčnou výchylku skříně vůči podvozku a výsledná příčná deformace pružiny

$$y_{max_{man}} = \sqrt{\left(\frac{m_2 \cdot a_{n_{man}}}{8 \cdot k_{y_2}}\right)^2 + (w_2 \cdot \varphi_{120})^2} = 42,3 \text{ mm} \quad (100)$$

Tečná napětí v pružině jsou opět vynesena v Goodmanově diagramu (Obr. 56), navržené pružiny vyhovují.



Obr. 56: Goodmanův diagram pro pružiny sekundárního vypružení

Všechny výpočty byly provedeny pomocí programu MS Excel, jenž tvoří přílohu této práce. Parametry obou pružin jsou souhrnně uvedeny v tabulce (Tab. 18).

Tab. 18: Parametry navržených pružin

	pružina primárního vypružení	pružina sekundárního vypružení
osová tuhost pružiny $k$ [N/mm]	1 187,5	562,5
příčná tuhost pružiny $k_y$ [N/mm]	2 000	220
střední průměr pružiny $D$ [mm]	230	240
průměr drátu $d$ [mm]	45	50
počet činných závitů $n$ [1]	2,8	7,9
volná délka pružiny $l_0$ [mm]	227,7	625,9
délka při statickém zatížení $l_{st}$ [mm]	192,9	511,3
délka při max. stlačení $l_{min}$ [mm]	182,9	483,8

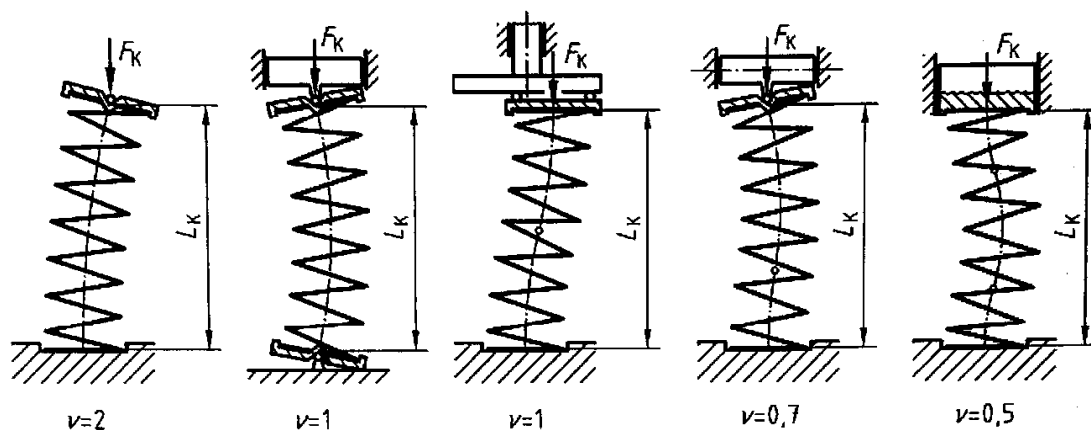
#### 4.3.4 Kontrola pružin

Vedle napěťové kontroly, provedené již v samotném návrhu pružin, musí tyto vyhovět i dalším požadavkům. Jde o výpočet stability, který se týká tlačných pružin, a kontrolu na převrácení, jež hrozí pružinám, přenášejícím příčnou sílu.

##### 4.3.4.1 Kontrola stability

Jelikož je flexi-coil pružina namáhána na vzpěr, při překročení určitého stlačení  $Z_{krit}$  dojde ke ztrátě stability, vybočení. Této situaci je třeba předejít, postup výpočtu stanovuje norma ČSN EN 13 906-1. [24]

Stabilita pružiny velkou měrou závisí na způsobu uložení jejích konců. Tuto okolnost ve výpočtu zohledňuje součinitel  $\nu$ , určení jeho velikosti znázorňuje následující obrázek (Obr. 57). Pro polokloubové uložení pružiny na pryžokovovém kloubu volím hodnotu součinitele  $\nu = 1,3$ .



Obr. 57: typy usazení pružin a jim příslušné koeficienty [24]



Kritické stlačení se podle normy EN 13 906-1 spočte ze vztahu

$$z_{krit} = \frac{l_0 \cdot 0,5}{1 - \frac{G}{E}} \cdot \left[ 1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \cdot \left( \frac{\pi \cdot D}{\nu \cdot l_0} \right)^2} \right] = 187,1 \text{ mm} \quad (101)$$

Vyčíslená hodnota platí pro pružinu sekundárního vypružení. Maximální stlačení při dosednutí na nárazku  $z_{max} = 142,2 \text{ mm}$ . Potom poměr

$$\frac{z_{krit}}{z_{max}} = \frac{187,1}{142,2} = 1,32 > 1 \quad (102)$$

a navržená pružina vyhovuje kontrole na vybočení.

Analogicky se výpočet provede i pro pružinu primárního vypružení. Zde se ve výpočtu použije hodnota  $\nu = 1$ , která odráží vetknuté konce pružiny. Část vztahu (101) pod odmocninou po dosazení vyjde záporná, což podle normy znamená, že pružina vyhovuje kontrole. Je to očekávaný výsledek, neboť oproti pružině sekundárního vypružení je méně štíhlá, navíc jsou její konce vetknuté.

#### 4.3.4.2 Kontrola na převrácení

Krom výše zmíněného vybočení hrozí flexi-coil pružině i převrácení. Nastalo by v případě, kdy by na ni působila příliš velká příčná síla v porovnání se silou přítlačnou, svislou, tedy pokud by příčná výchylka přesáhla svou kritickou hodnotu. Kritická výchylka se spočte ze vztahu

$$y_{krit} = \frac{D}{1 + \frac{k_y}{k} \cdot \frac{l_{max}}{l_0 - l_{max}}} = 70,2 \text{ mm} \quad (103)$$

Vyčíslená hodnota platí pro pružinu sekundárního vypružení. Maximální příčná výchylka pružiny, která může v provozu nastat, již byla popsána v rovnici (97), její hodnota  $y_{max} = 54,3 \text{ mm}$ . Potom poměr

$$\frac{y_{krit}}{y_{max}} = \frac{70,2}{54,3} = 1,29 > 1 \quad (104)$$

a navržená pružina vyhovuje kontrole na převrácení.

Kontrola pružiny primárního vypružení proběhne analogicky. Kritická výchylka  $y_{krit} = 15,6 \text{ mm}$ , maximální provozní výchylka  $y_{max} = 5 \text{ mm}$ . Těmto hodnotám odpovídá bezpečnost proti převrácení

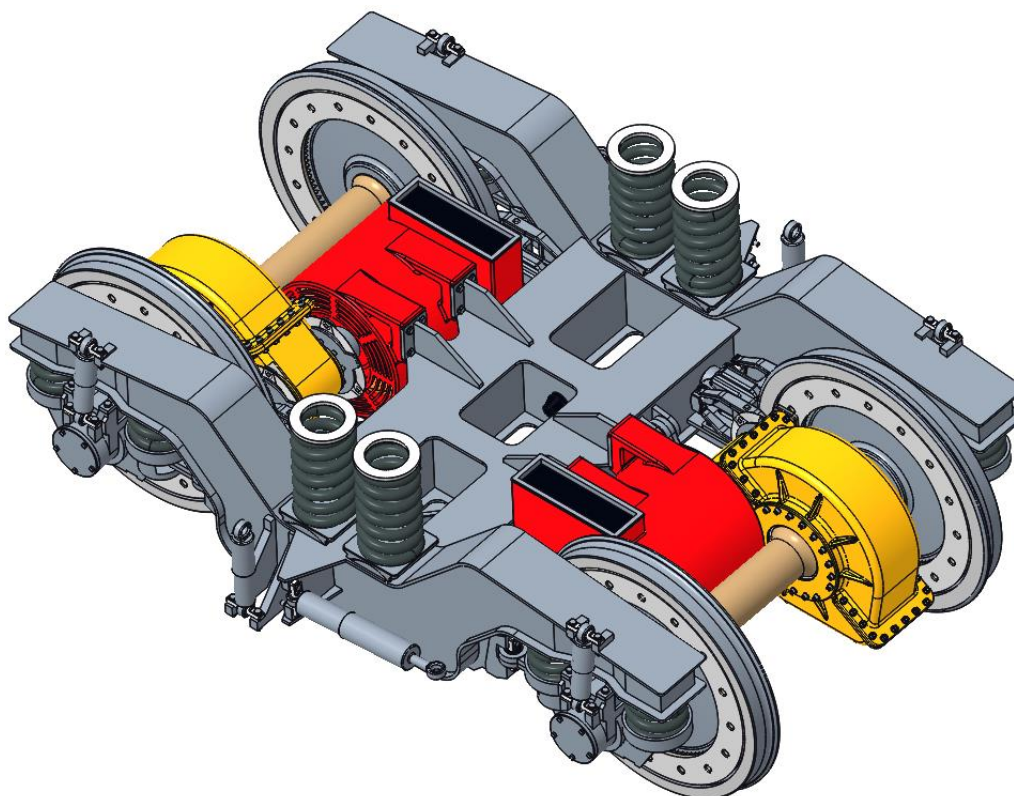
$$\frac{y_{krit}}{y_{max}} = \frac{15,6}{5} = 3,11 > 1 \quad (105)$$



#### 4.4 Navržený trakční podvozek

Cílem této části práce bylo navrhnout dvounápravový trakční podvozek s výkonem 550 kW na nápravu pro rychlost do 140 km/h. Požadována byla zejména co nejmenší hmotnost, dále pak minimalizace silových účinků na trať.

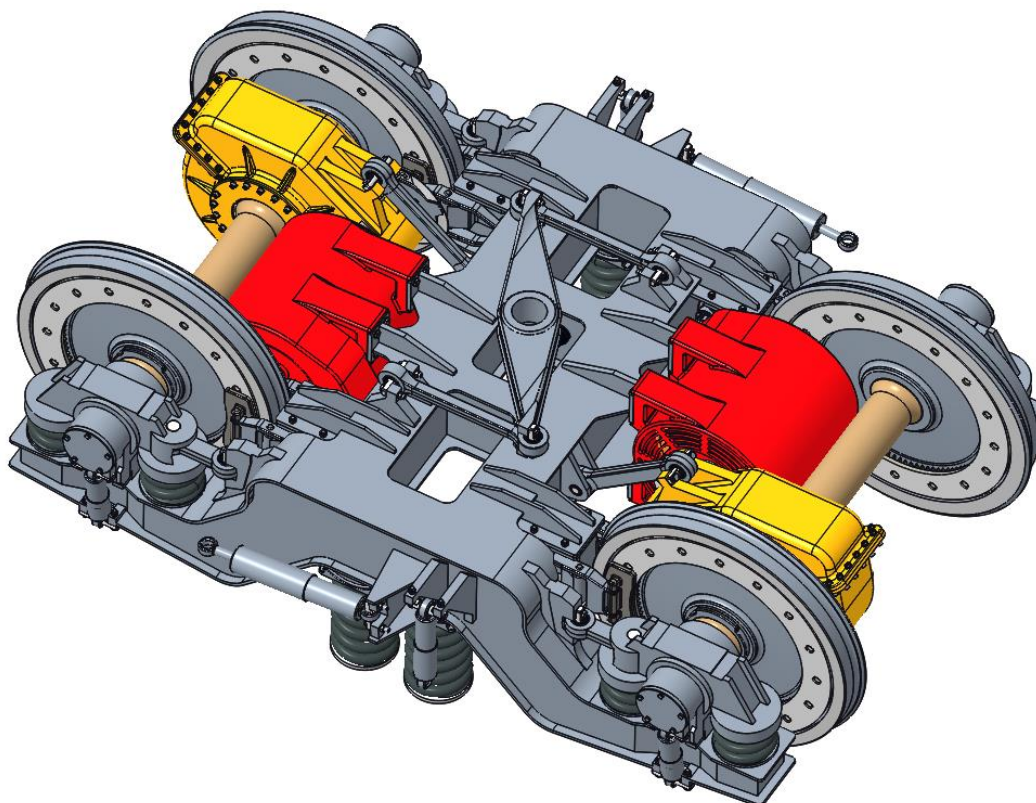
Navrhnul jsem podvozek (Obr. 58, Obr. 59, Obr. 60) s otevřeným rámem, jehož rozvor je 2,8 m. Individuální pohon dvojkolí má zcela odpružený trakční motor a nápravovou převodovku se šikmou závěškou. Pro kompaktní uspořádání podvozku je klíčová zástavbová šířka pohonného řetězce. Proto jsem zvolil řešení s kloubovým hřídelem uvnitř dutého pastorku převodovky a diskové spojky, jejichž šířka je velmi malá.



*Obr. 58: trakční podvozek*

V běžném provozu se počítá s elektrodynamickým brzděním. Záložní brzda je kotoučová s kotouči v kolech, její brzdiče jsou upevněny na hlavním příčnicku rámu podvozku po stranách motoru a nápravové převodovky.

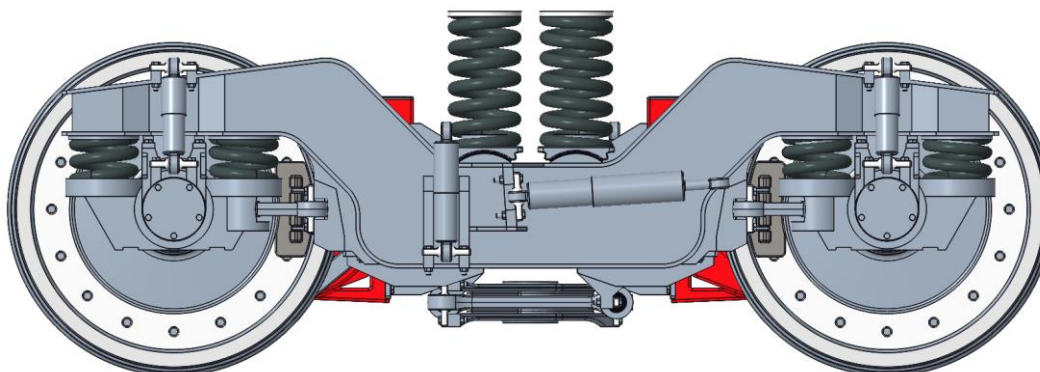
Jako vedení dvojkolí v podélném směru slouží vodorovné ojnice spojující ložiskové jednotky s rámem podvozku. Velkou část tažných či brzdných sil přenáší šikmá závěska převodovky. Svislé a příčné posuvy dvojkolí vůči rámu podvozku vymezují ocelové narážky, vzhledem k tuhosti pružin primárního vypružení by však při běžných provozních stavech nemělo docházet k dosednutí.



Obr. 59: trakční podvozek, pohled zespodu

Sekundární vypružení je řešeno dvěma páry flexi-coil pružin, které jsou upevněny na pryžokovových kloubech. Podélné síly jsou přenášeny lemniskátovým mechanismem na svislý čep, jenž prochází dutinou v hlavním příčniku a je součástí skříně lokomotivy. Příčné pohyby podvozku vůči skříně jsou omezeny pryžovými silentbloky, na které při vymezení vůle dosedne svislý čep, vypružení je však navrženo tak, že by k tomu v běžném provozu nemělo docházet. Primární i sekundární vypružení je doplněno kapalinovými tlumiči, navíc je podvozek opatřen i tlumiči vrtivých pohybů.

Hmotnost navrženého podvozku je 14 000 kg. Detailně je podvozek rozkreslen v sestavném výkresu, jenž je přílohou této práce.



Obr. 60: trakční podvozek, bokorys

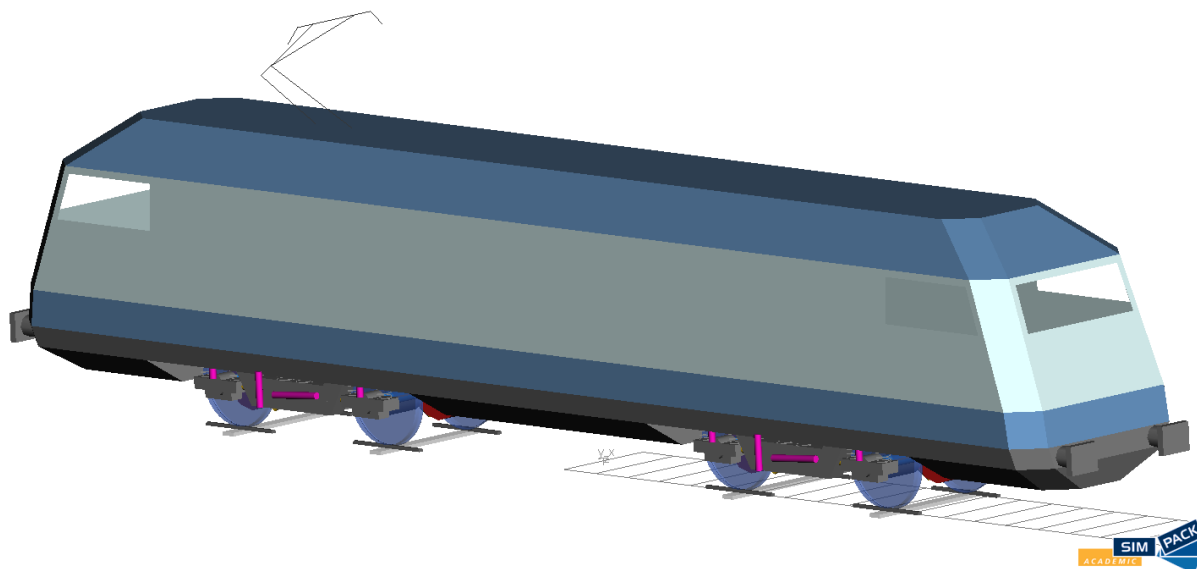
## 5 Simulace dynamického chování lokomotivy

V této závěrečné kapitole se zaměřím na ověření dynamického chování navržené lokomotivy v MBS simulačním programu Simpack. Půjde o ověření stability jízdy v přímé trati, dále pak o výpočet bezpečnosti proti vykolejení při průjezdu manipulačním i traťovým obloukem.

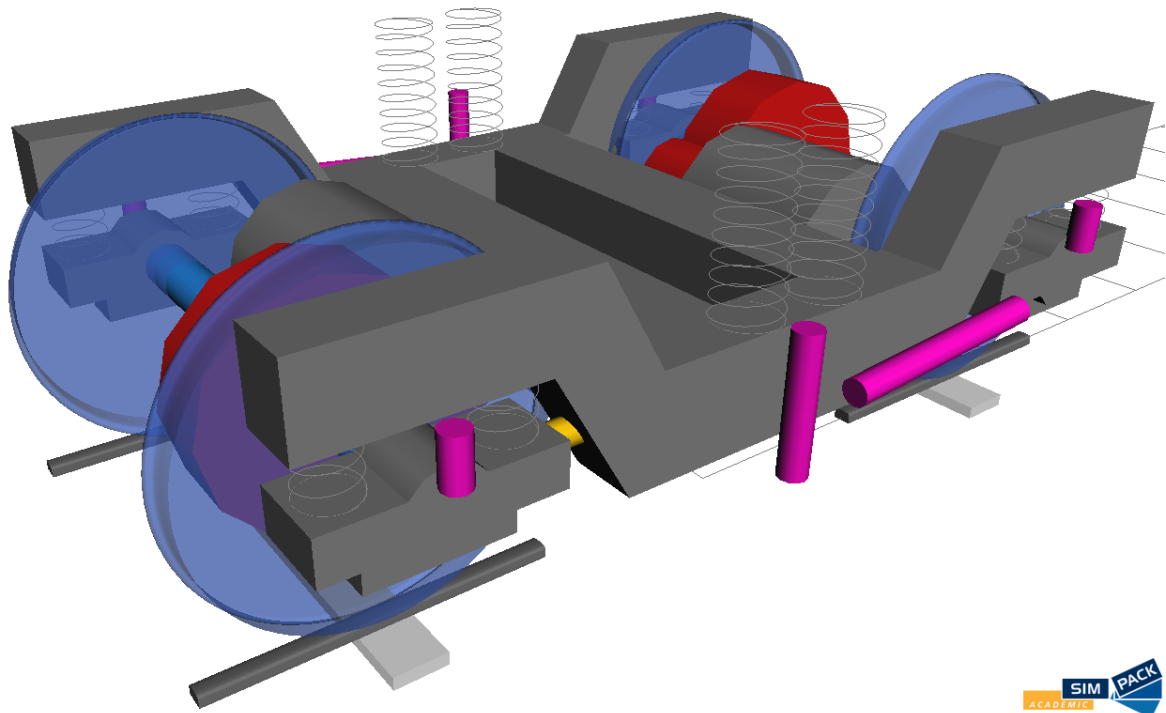
### 5.1 Simulační model

Model vozidla v programu Simpack se skládá z tuhých těles, mezi kterými jsou zavedeny silové vazby. Každé tuhé těleso (např. skříň, rám podvozku, dvojkolí, ...) má definovanou polohu těžiště a přiřazenou hmotnost a momenty setrvačnosti. Tyto hodnoty jsem získal ze 3D modelu lokomotivy, kde jsou jednotlivým součástem přiřazeny hustoty materiálů. Silové prvky (pružiny, tlumiče, závěsky, ...) jsou popsány velikostmi tuhostí a tlumení v jednotlivých směrech. Tuhosti pružin jsou převzaty z kapitoly 4.3, tuhosti pryžokovových prvků jako jsou oka závěsek jsem spočetl z maximálních sil na tyto prvky působících za provozu a ze stlačení, jež jsou v provozu přípustná. Parametry tlumičů jsem stanovil na základě doporučených poměrných útlumů. Všechny hodnoty použité v simulačním modelu jsou vypsány v příloženém souboru programu MS Excel.

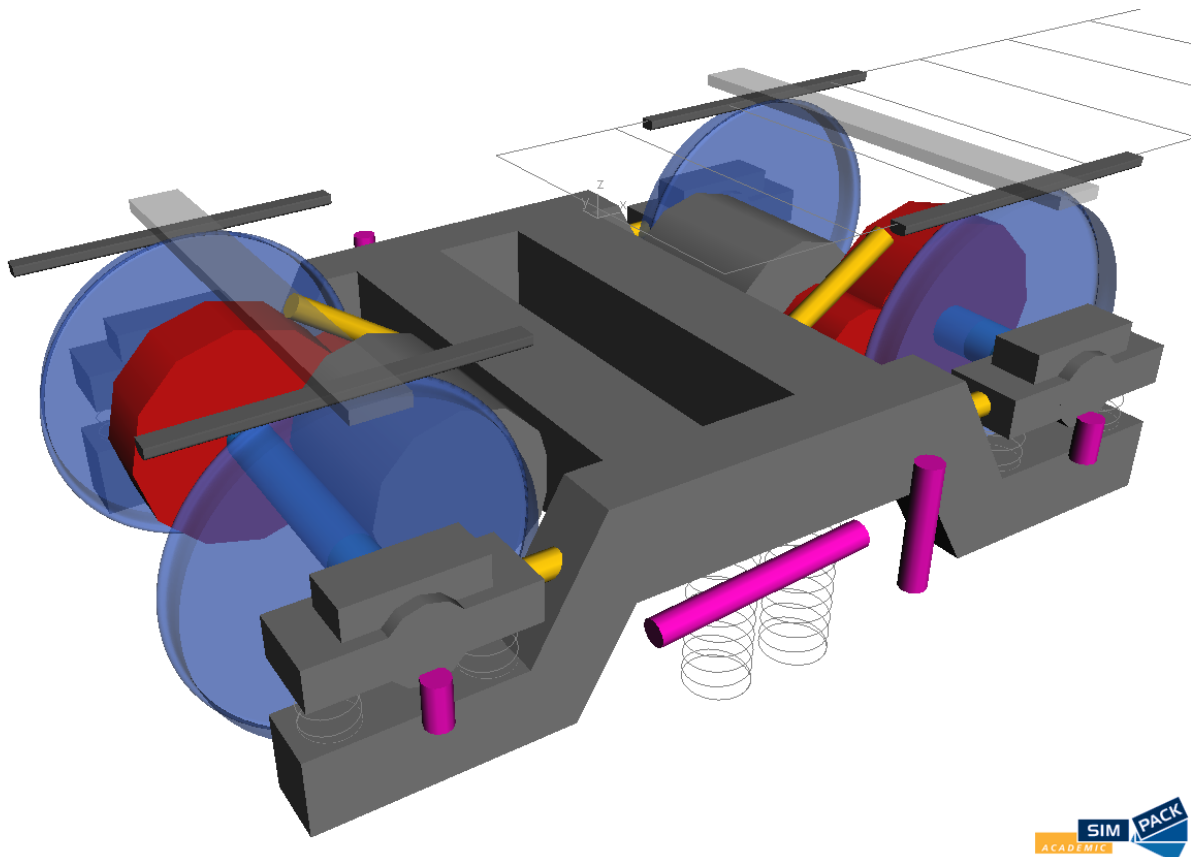
Důležité je zvolit vhodný stupeň zjednodušení modelu. Pro prvotní ověření jsem použil jednoduchý model, kde celé nevypružené hmoty byly nahrazeny pouze dvojkolími a primárně vypružené hmoty vztaženy toliko na rám podvozku. Vlastní frekvence takto sestavené soustavy velmi přesně odpovídaly vlastním frekvencím spočteným v kapitole 4.3.1, nicméně tento model nemohl postihnout chování závěskové nápravové převodovky. Proto jsem postoupil k sestavení složitějšího modelu, kde jsou nápravové převodovky namodelovány jako tuhá tělesa a jejich závěsky jako silové prvky. Dále v použitém modelu přibýly jako samostatný tělesa ložiskové domky a promodelovány byly jednotlivé pružiny primárního i sekundárního vypružení a tlumiče. Simulační model lokomotivy je k vidění na následujícím obrázku (Obr. 61), model samotného trakčního podvozku na obrázcích níže (Obr. 62, Obr. 63).



Obr. 61: model lokomotivy v programu Simpack



Obr. 62: model trakčního podvozku v programu Simpack



Obr. 63: model trakčního podvozku v programu Simpack, pohled zespodu

## 5.2 Bezpečnost proti vykolejení

Bezpečnost proti vykolejení stanovím podle ČSN EN 14 363, metodou 2. Norma pro tuto metodu stanovuje dvě dílčí měření: zkrucovací zkoušku, jejímž výstupem je minimální hodnota kolové síly na definované zborcené koleji, a měření vodící síly při průjezdu zkušební obloukem. [25]

Zkrucovací zkouška probíhá následovně: podle normy se stanoví na základě geometrických parametrů vozidla zkušební zborcení podvozku

$$g^+ = 7 - \frac{5}{p} = 7 - \frac{5}{2,8} = 5,21 \text{ ‰} \quad (106)$$

a zkušební zborcení skříně

$$g^* = 2 + \frac{15}{a} = 2 + \frac{15}{9,5} = 3,58 \text{ ‰} \quad (107)$$

Tyto hodnoty se dále přepočtou na zkušební zdvih pro zkroucení podvozku

$$\Delta z^+ = g^+ \cdot p = 5,21 \cdot 2,8 = 14,6 \text{ mm} \quad (108)$$

a zkušební zdvih pro zkroucení skříně

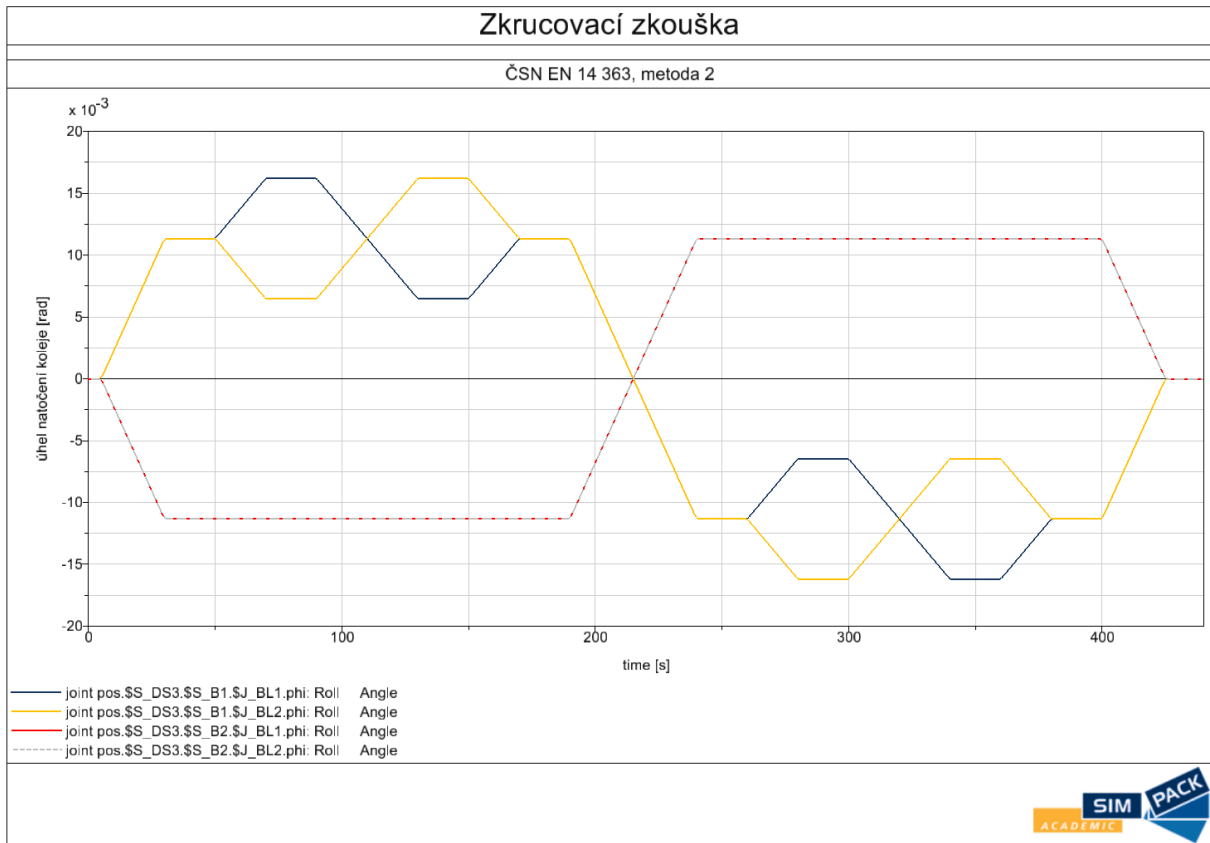
$$\Delta z^* = g^* \cdot a = 3,58 \cdot 9,5 = 34,0 \text{ mm} \quad (109)$$

Analytickým výpočtem, provedeným v programu MS Excel, jsem získal hodnotu  $Q_{min} = 74,452 \text{ kN}$ .

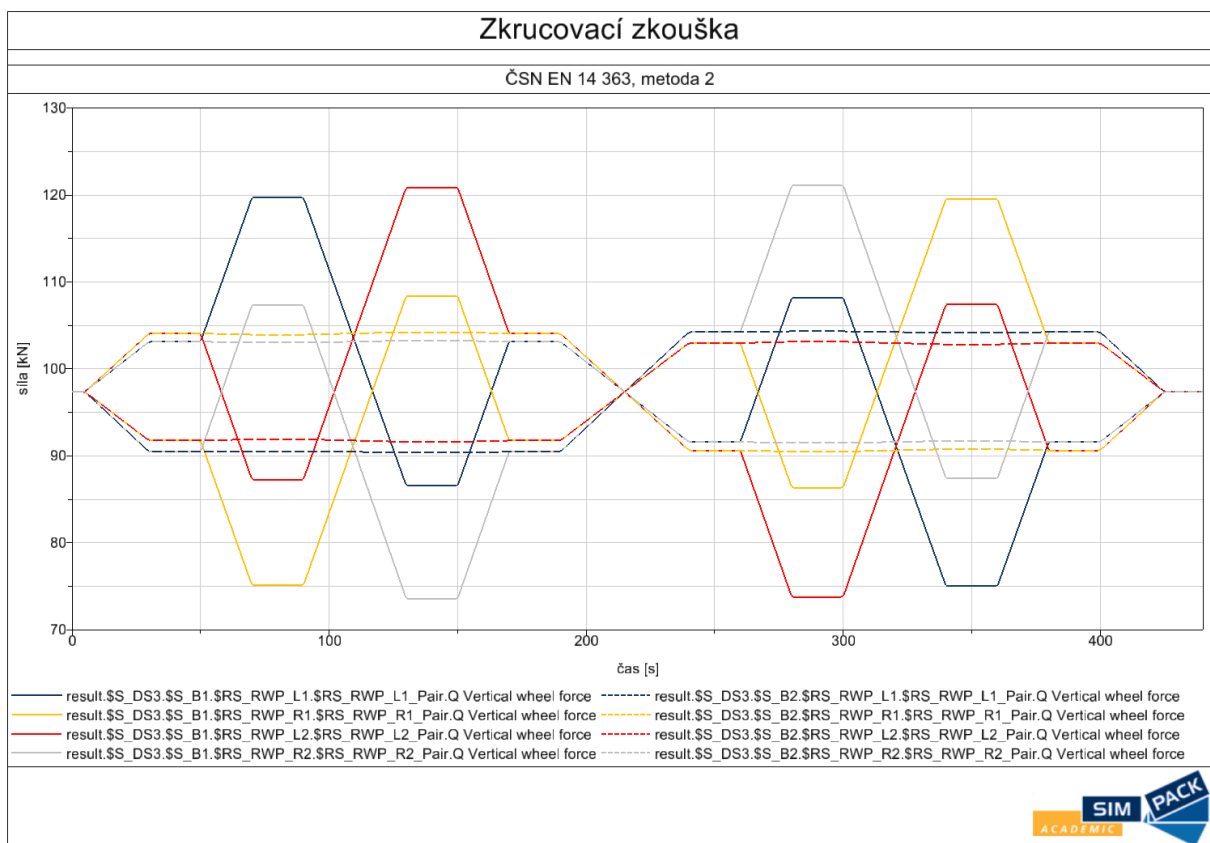
Při skutečném provedení zkoušky jsou kola vozidla ve zkrucovacím stavu zdvihána do spočtených výšek a jsou zaznamenávány časové průběhy kolových sil. Stejný postup je možno simulovat na vytvořeném modelu. Zdvihání kol je nahrazeno odpovídajícím natáčením koleje pod jednotlivými koly kolem podélné osy. Časový průběh těchto natočení je zobrazen na následujícím obrázku (Obr. 64), níže pak je vynesena průběh jednotlivých kolových sil během zkoušky (Obr. 65). Z tohoto grafu lze odečíst minimální hodnotu kolové síly  $Q_{min} = 73\,585 \text{ N}$ .

Rozdíl mezi hodnotami získanými analyticky a ze simulace je dán zejména přesnějším zachycením geometrie vypružení v simulačním modelu, dále taktéž silovým působením nápravových převodovek, jejich závěsek nebo ojnicek vedení dvojkolí, s nimiž analytický výpočet nepracuje. Dále budu ve výpočtu bezpečnosti proti vykolejení uvažovat hodnotu získanou ze simulace.

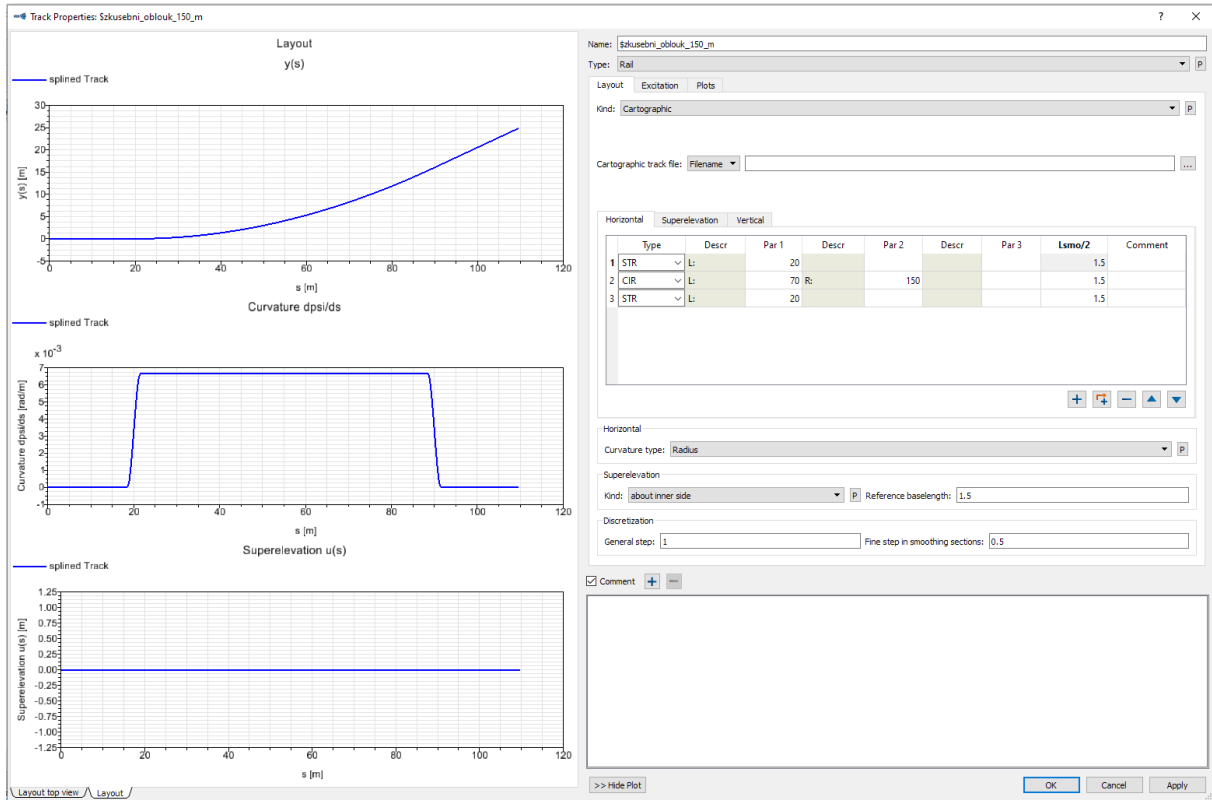
Měření vodící síly se provádí na nabíhajícím kole prvního dvojkolí prvního podvozku vozidla. Zkušební trať opět stanovuje norma, a to jako oblouk o poloměru 150 m bez stavebního převýšení, jenž je na obou koncích bez přechodnic navázán na přímou trať (Obr. 66). Měření probíhá při jízdě konstantní rychlostí do 10 km/h. Simulací získaný průběh vodící síly je vynesena v grafu (Obr. 67), z něhož je odečtena maximální hodnota vodící síly  $Y_{max} = 54\,500 \text{ N}$ .



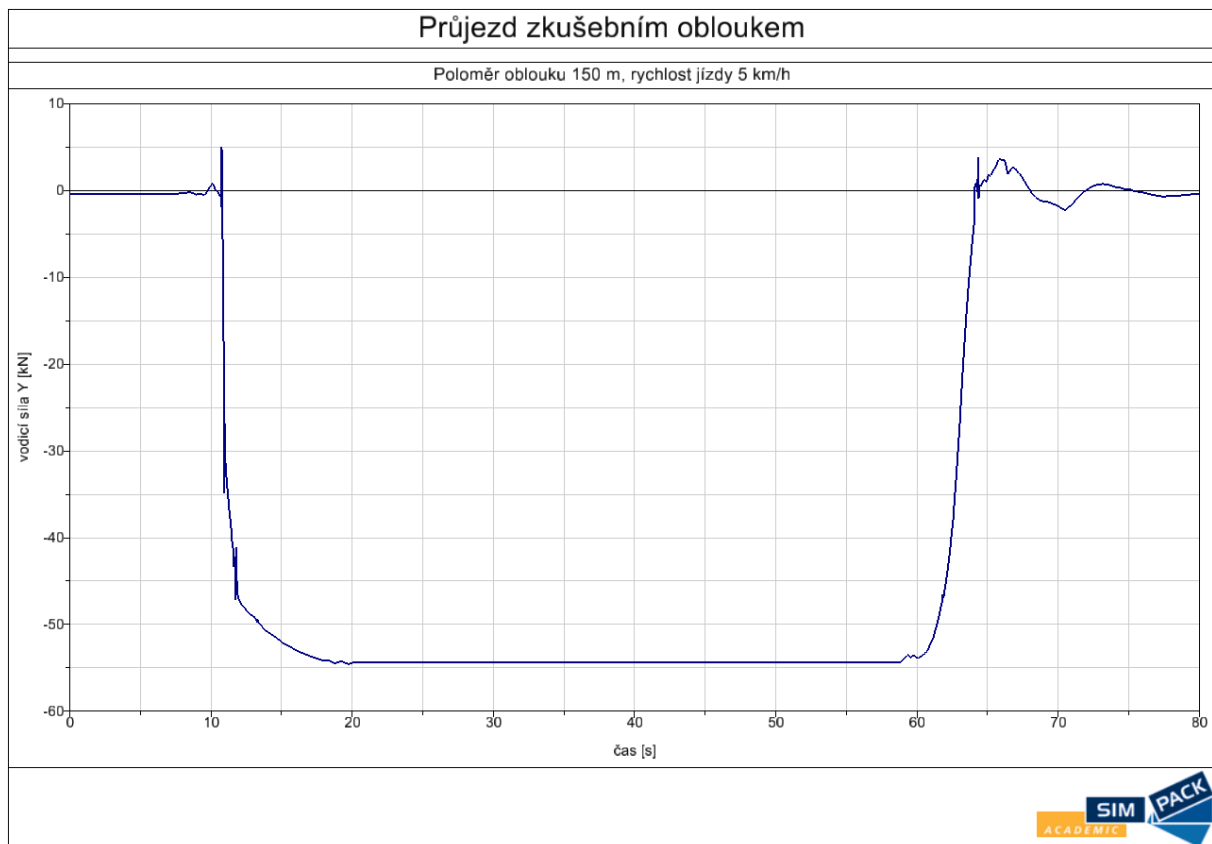
Obr. 64: zkrucovací zkouška, zkušební zkroucení



Obr. 65: zkrucovací zkouška, kolové síly



Obr. 66: zkušební oblouk



Obr. 67: průjezd zkušebním obloukem, vodící síla



Vyhodnocení zkoušky spočívá ve stanovení podílu hodnot

$$\frac{Y_{max}}{Q_{min}} = \frac{54\,500}{73\,585} = 0,741 \quad (110)$$

a jeho porovnání s mezní hodnotou (vyčíslenou pro součinitel adheze  $f = 0,36$  a úhel okolku  $\beta = 70^\circ$ , což jsou hodnoty použité při simulaci).

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = \frac{\operatorname{tg} \beta - f}{1 + f \cdot \operatorname{tg} \beta} = \frac{\operatorname{tg} 70^\circ - 0,36}{1 + 0,36 \cdot \operatorname{tg} 70^\circ} = 1,2 \quad (111)$$

Výsledná bezpečnost proti vykolejení

$$k_{BPV} = \frac{\left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim}}{\frac{Y_{max}}{Q_{min}}} = \frac{1,2}{0,741} = 1,62 > 1 \quad (112)$$

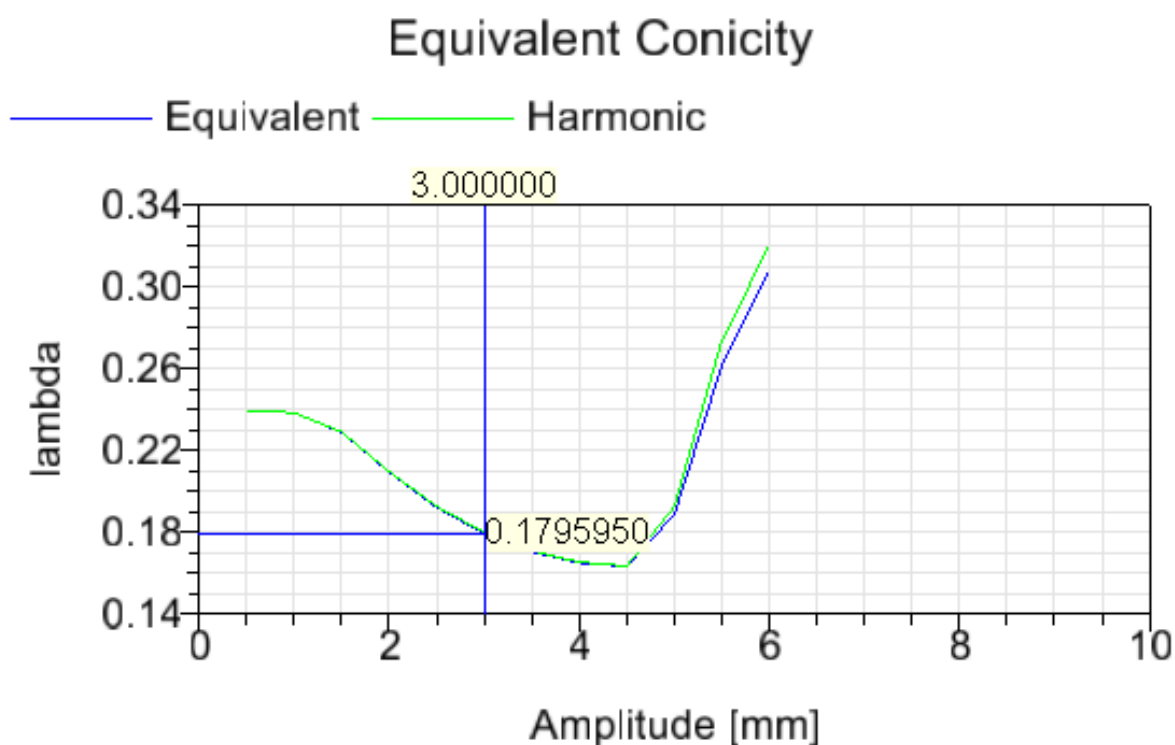
Navržená lokomotiva vyhovuje bezpečnosti proti vykolejení podle ČSN EN 14 363.



### 5.3 Stabilita jízdy v přímé trati

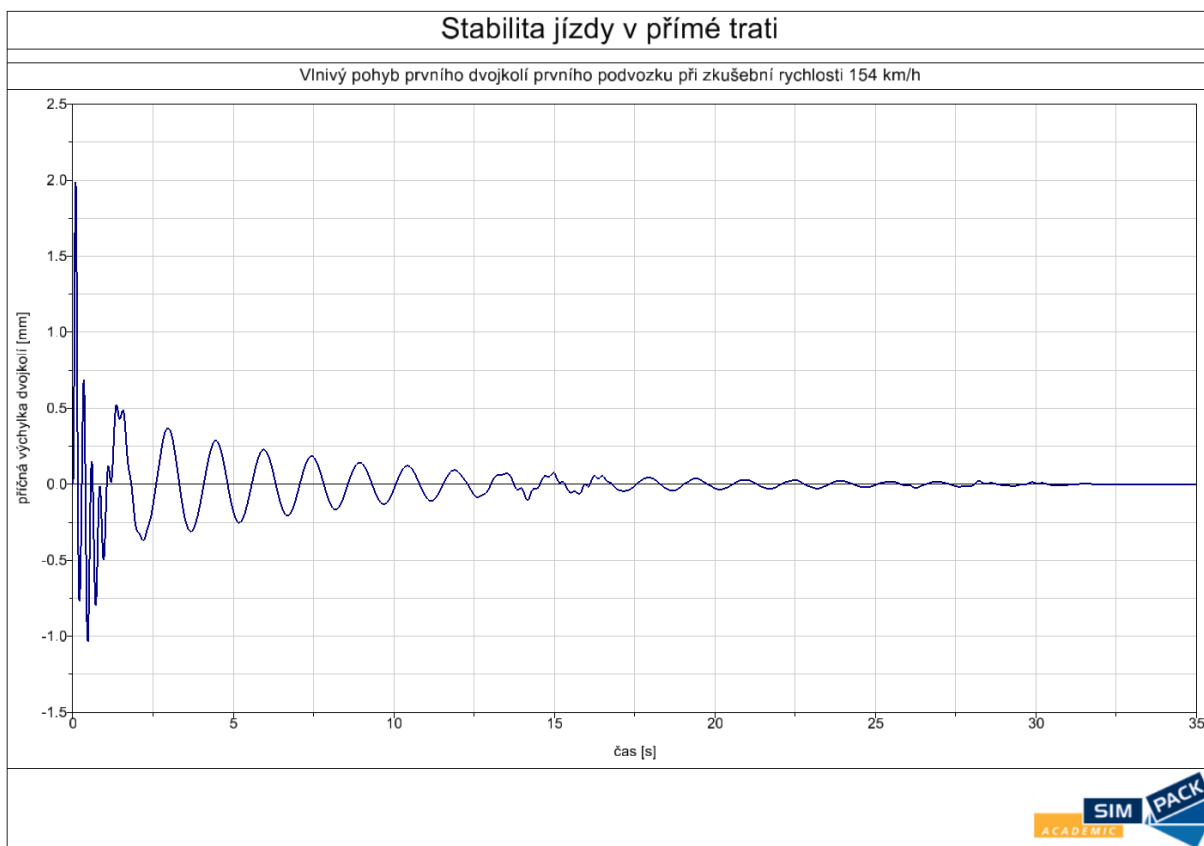
Dalším klíčovým bezpečnostně relevantním parametrem vozidla je stabilita jízdy. Stabilní jízda znamená, že vlnivý pohyb dvojkolí, zapříčiněný jeho počáteční výchylkou, je tlumený a časem odezní. Toto neplatí při rychlostech jízdy vyšších než rychlost kritická, jež závisí na parametrech pojezdu, zejména na tuhosti vedení dvojkolí. Na simulačním modelu ověřím stabilitu při jízdě zkušební rychlostí 154 km/h (viz odstavec 4.1.3.1).

Vlnivý pohyb dvojkolí jsem vybudil počáteční příčnou výchylkou skříně 35 mm, což odpovídá jejímu dosednutí na narážky. Takto upravený model s přiřazenou počáteční rychlostí projíždí vodorovnou přímou trať (Obr. 68). Pro porovnatelnost výsledků je ještě důležité uvést parametry kontaktu kola a kolejnice použité při simulaci. Vozidlo s koly profilu S1002 jede po trati s kolejnicemi UIC60 upevněnými se sklonem 1:40. Průběh ekvivalentní konicity zobrazuje následující obrázek, smluvní hodnota pro příčnou výchylku dvojkolí 3 mm je rovna 0,18.



Obr. 68: ekvivalentní konicita

Průběh výchylky dvojkolí je zobrazen na následujícím grafu (Obr. 69), z něhož je patrné, že jízda zkušební rychlostí je stabilní a lokomotiva tedy vyhovuje.

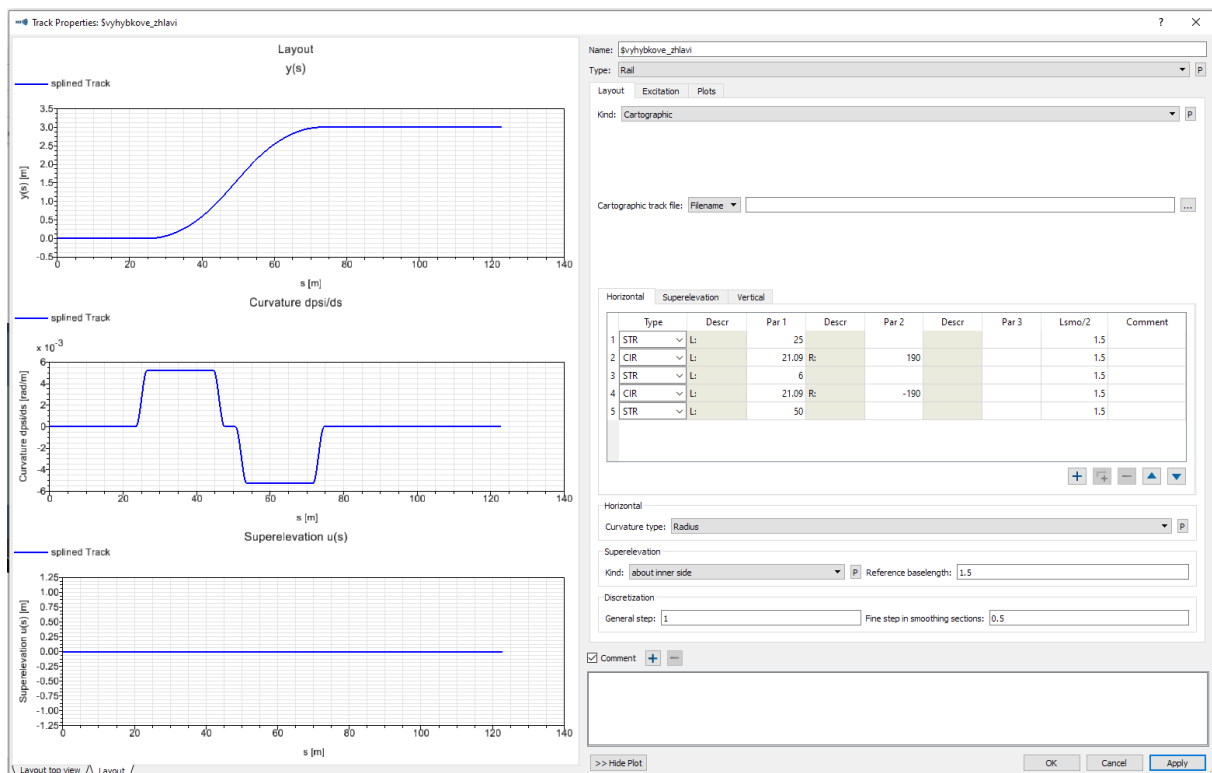


*Obr. 69: stabilita jízdy v přímé trati*

## 5.4 Průjezd výhybkovým zhlavím

Poslední simulací, kterou v rámci této práce provedu, je průjezd vybraným traťovým úsekem. Zvolil jsem průjezd výhybkovým zhlavím, jehož geometrii pro potřeby zkoušek definuje norma ČSN EN 14 363. Jde o protisměrný S oblouk bez přechodnic o poloměrech 190 m s mezipřímým úsekem délky 6 m. Norma též stanovuje zkušební rychlost 40 km/h. [25]

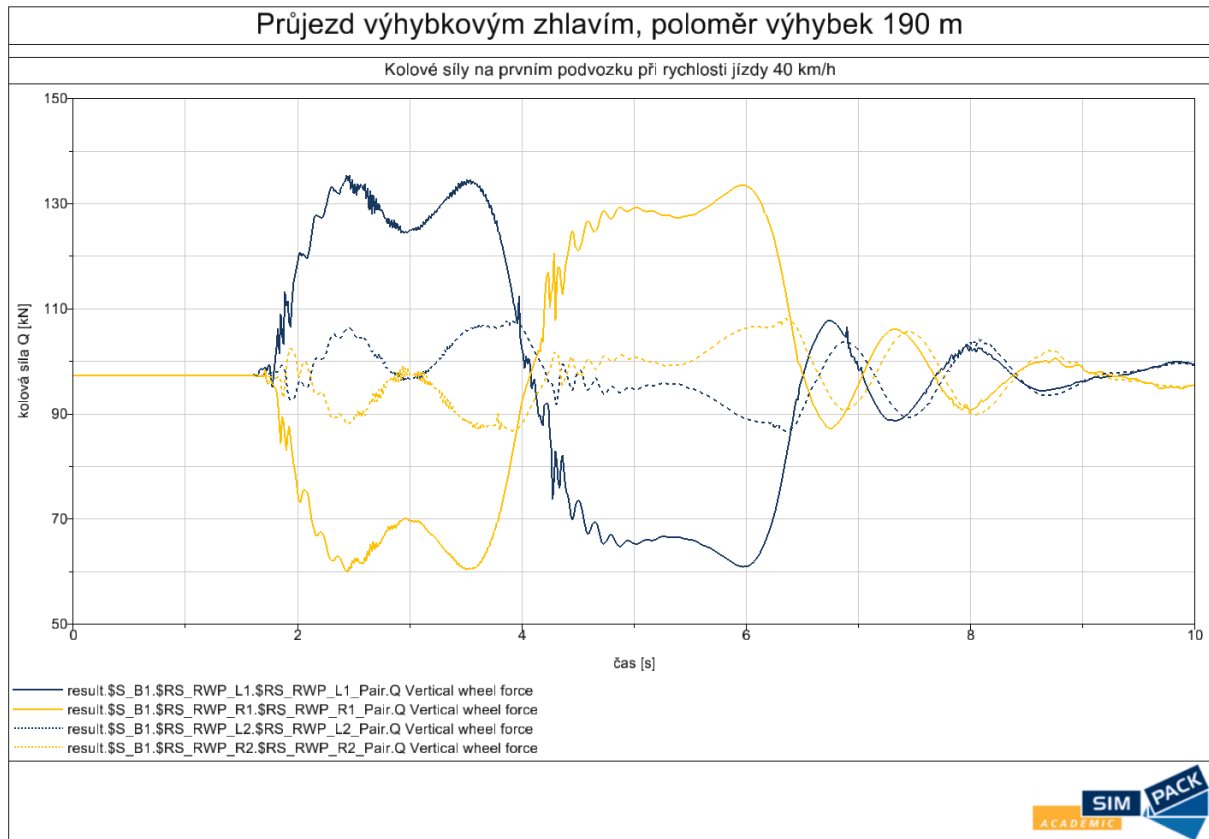
Na základě těchto požadavků jsem vytvořil model traťového úseku (Obr. 70), jenž se skládá z přímých částí propojených dvěma oblouky opačné křivosti a mezipřímým úsekem pro dodržení požadované vzdálenosti kolejí 3 m.



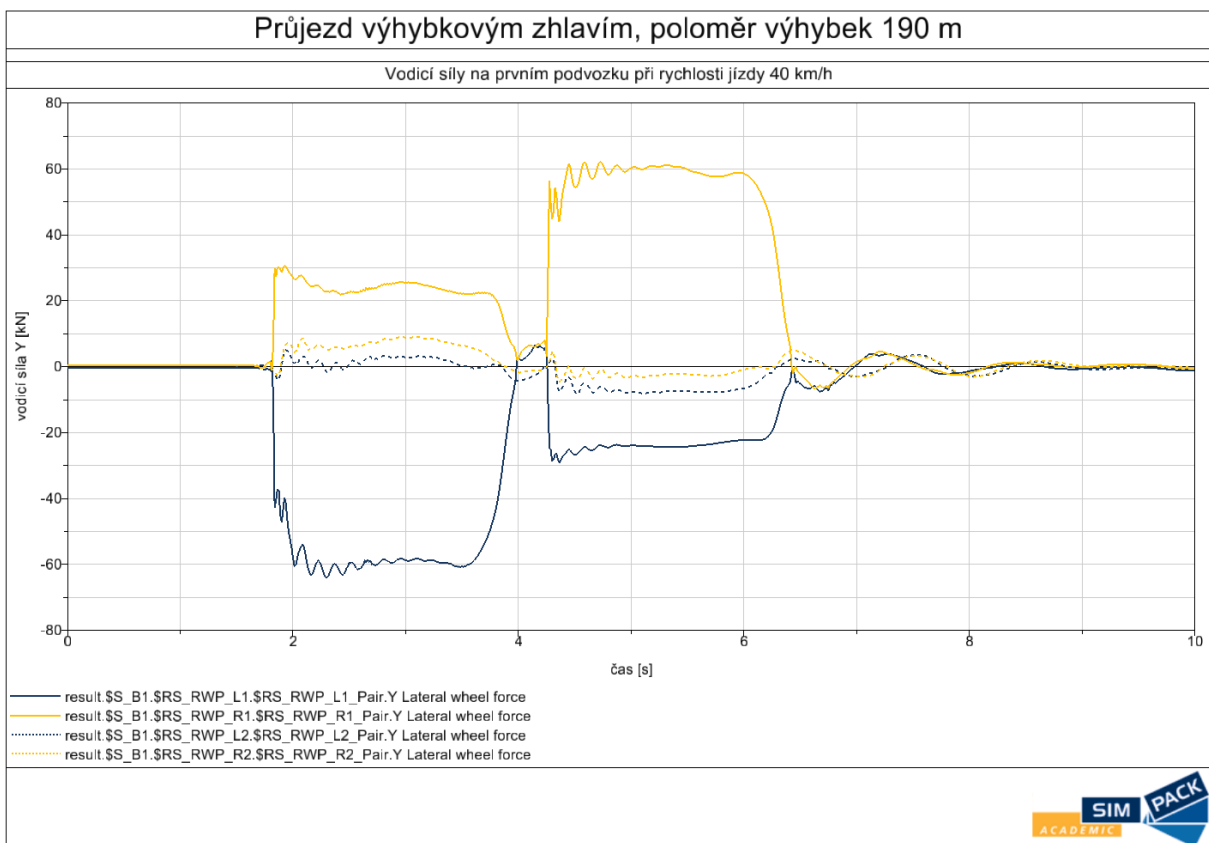
Obr. 70: výhybkové zhlaví

Výstupem simulace jsou kolové a vodící síly na jednotlivých kolech lokomotivy. V grafech (Obr. 71, Obr. 72) jsou pro přehlednost vyneseny pouze pro dvojkolí prvního podvozku. Vyhodnocení podle normy spočívá v nalezení maximálních hodnot  $Y = 64,07 \text{ kN}$  a  $Q = 135,46$ . Výstupem je pak součet  $|Y| + 0,5 \cdot Q = 131,8 \text{ kN}$ . Norma sama o sobě nestanovuje limitní hodnotu, pouze uvádí doporučené maximum 150 kN, které vyžadují někteří železniční společnosti, například německé dráhy.

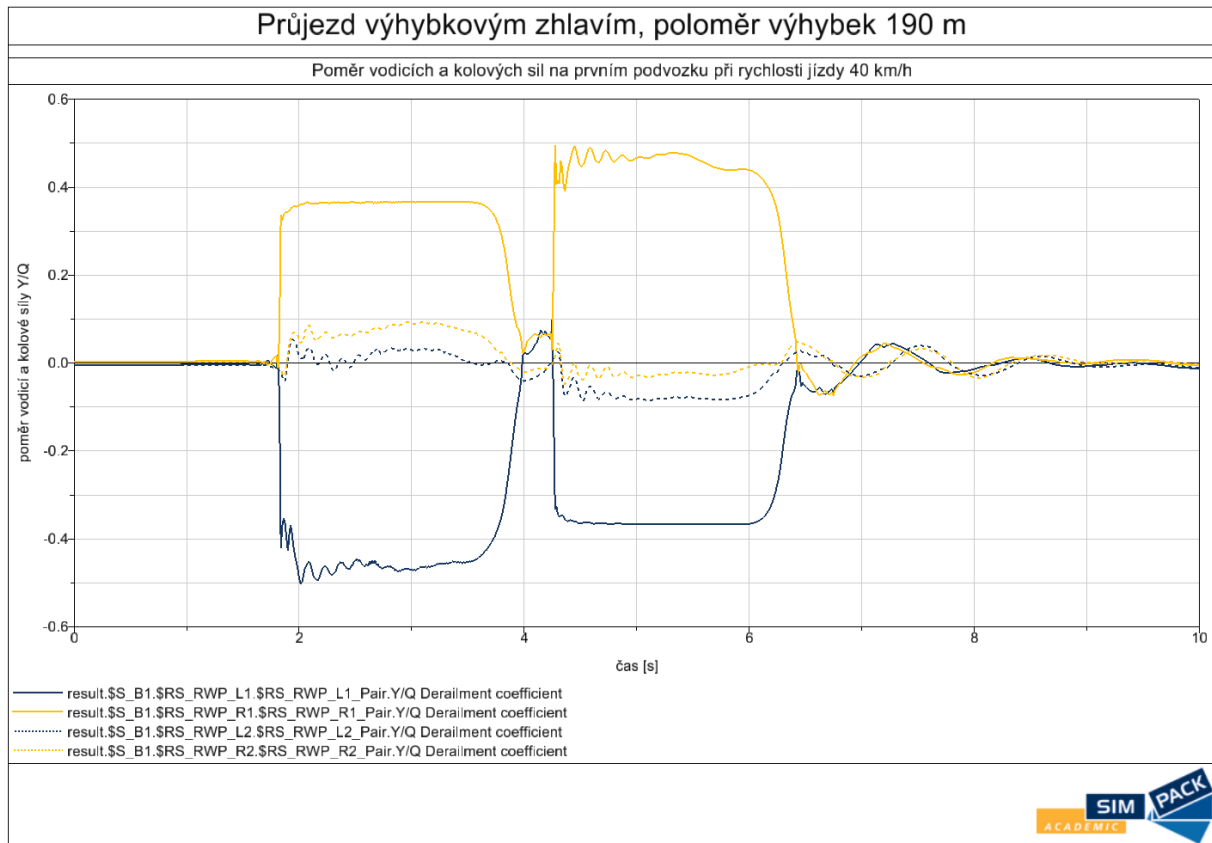
Vypovídající je také třetí graf (Obr. 73), jenž zobrazuje poměr vodící a kolové síly. Tento poměr za daných provozních podmínek nepřesahuje 0,5, což je výsledek velmi dobře vyhovující, neboť se nachází hluboko pod přípustnou provozní hodnotou 0,8.



Obr. 71: kolové síly při průjezdu výhybkovým zhlavím



Obr. 72: vodící síly při průjezdu výhybkovým zhlavím



Obr. 73: poměr vodící a kolové síly při průjezdu výhybkovým zhlavím

## 6 Závěr

V diplomové práci jsem se věnoval koncepčnímu návrhu dvousilové elektrické lokomotivy pro traťovou službu. Vypracoval jsem rešerši současného stavu techniky dvousilových lokomotiv provozovaných v evropském železničním prostoru. Popsal jsem 5 lokomotiv a v tabulkách jsem souhrnně uvedl jejich hlavní hmotnostní, rozměrové a výkonové parametry. Zaměřil jsem se taktéž na konstrukční řešení podvozků těchto lokomotiv, zejména na uspořádání trakčních pohonů a provedení vypružení a vedení dvojkolí.

Pro návrh jsem si vytyčil několik parametrů, jež jsem vyhodnotil jako obzvláště důležité pro zamýšlený provoz v České republice. Zejména je to nápravové zatížení do 20 tun, dále pak možnost napájení soustavami 3 kV DC i 25 kV / 50 Hz v režimu závislé trakce. Návrhovou část jsem započal výpočtem potřebné kapacity trakčního akumulátoru, pokračoval jsem výpočtem obrysu pro konstrukci a hmotnostní bilanci. Na základě navržených parametrů jsem následně graficky zpracoval charakteristiky popisující trakční a brzděné vlastnosti lokomotivy. Propočítal jsem též spotřebu energie v modelovém jízdním cyklu a ověřil dojezd v režimu nezávislé trakce.

Kromě celkového konceptu lokomotivy jsem se zabýval i uspořádáním trakčního podvozku. Navrhl jsem pohon se závěskovou převodovkou s šikmou závěskou a spočetl parametry ozubeného převodu. Dále jsem stanovil parametry obou stupňů vypružení a s ohledem na zástavbové rozměry navrhl vhodné ocelové vinuté pružiny.

V poslední části diplomové práce jsem pomocí MBS softwaru Simpack ověřoval dynamické chování navržené lokomotivy. Provedl jsem simulaci zkoušky bezpečnosti proti vykolejení a ověřil jsem stabilitu jízdy v přímé trati zkušební rychlostí. Nakonec jsem stanovil kolové a vodící síly při provozních podmínkách modelovaných průjezdem výhybkovým zhlavím. Výsledky všech simulací potvrdily vhodnost volby parametrů v předchozích kapitolách.

Ačkoli jsem v rešeršní části práce dospěl k závěru, že většina výrobců duálních lokomotiv tyto zamýšlí k užití v nákladní dopravě, rozhodl jsem se v trakčních a energetických výpočtech uvažovat jízdu se soupravou osobních vozů. Na naší železnici totiž stále jsou neelektrifikované úseky, na kterých je provozována dálková osobní doprava, v současnosti řešená přepřaháním lokomotiv v některé ze stanic na trase spoje. Je sice nasnadě, že pro tento provoz by byla příhodnější ucelená jednotka s vysokým podílem trakčních dvojkolí, která by v provozu takřka vystačila s rekuperačním brzděním, ale takto rozsáhlá obměna vozového parku není otázkou několika málo let. Proto mě zaujala otázka, zda je takový provoz s elektrickou duální lokomotivou realistický. Třebaže je spotřeba energie soupravy osobních vozů značná, výpočty provedené v rámci této práce naznačují, že již v současném stavu techniky se lokomotiva s potřebnou kapacitou trakčních akumulátorů jeví být uskutečnitelnou a dojezd osobní soupravy by mohl být dostatečný i přes malý podíl rekuperované energie. Nezanedbatelný je také vývoj v oblasti akumulátorů, jejichž měrná hustota energie stále roste. Troufám si tedy říci, že budeme-li chtít utlumit provoz spalovacích motorů na železnici, je nasazení duálních elektrických lokomotiv v osobní dopravě jednou z možností.

## 7 Seznam zdrojů

- [1] Vectron Dual Mode. *SIEMENS Mobility* [online]. 2018 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://www.mobility.siemens.com/global/en/portfolio/rail/rolling-stock/locomotives/vectron/dual-mode.html>
- [2] Siemens Mobility presents new Vectron Dual Mode locomotive. *SIEMENS Mobility* [online]. 2018 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://press.siemens.com/global/en/pressrelease/siemens-mobility-presents-new-vectron-dual-mode-locomotive>
- [3] Локомотив семейства Vectron с комбинированным приводом. *ZDMIRA* [online]. 2019 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://zdmira.com/articles/lokomotiv-semejstva-vectron-s-kombinirovannym-privodom>
- [4] URBUTIS, Žilvinas, Sergey MYAMLIN a Larysa NEDUZHA. Research of Innovations of Diesel Locomotives and Bogies [online]. 2016 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705816000722>
- [5] BRADE, Irene, Jochen EMDE, Maximilian RÖPPER a Jürgen SCHURR. Vectron Dual Mode – keeps going where the wire ends. *ZEV rail* [online]. Graz, 2021, 8 [cit. 2023-05-30]. Dostupné z: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:71739ee1-0434-419f-9fd2-96a4d01c1b9e/Vectron-Dual-Mode-keeps-going-where-the-wire-ends.pdf>
- [6] Traxx locomotive – Superior performance in every environment. *ALSTOM* [online]. 2022 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://www.alstom.com/traxx-locomotive-superior-performance-every-environment>
- [7] In the picture: TRAXX AC3 in intercity service (and tests). *RailColorNews* [online]. 2019 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://railcolornews.com/2019/02/14/de-expert-in-the-picture-traxx-ac3-in-intercity-service-and-tests/>
- [8] Future Freight Locomotive for Europe [online]. 2017 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://projects.shift2rail.org/download.aspx?id=c5efd00a-3d24-4faf-8669-e92d25c9afa3>
- [9] KRZYŻANOWSKI, Marek, Jacek PAWLAK a Janis VITINS. TRAXX – platforma lokomotyw dla Europy [online]. Wrocław, 2006 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fbibliotekanauki.pl%2Farticles%2F253845.pdf&psig=AOvVaw0wr49FlakXlX0i9JXwP58k&ust=1667299701993000&source=images&cd=vfe&ved=0CA4QjhxqFwoTCljfsWlivsCFQAAAAAdAAAAABAE>
- [10] EURODUAL. *Stadler Rail* [online]. Bussnang, 2020 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://www.stadlerail.com/en/products/detail-all/eurodual/40/>
- [11] RIVAS, Mar. EURODUAL LOCOMOTIVE: OPTIMIZING EUROPEAN RAIL FREIGHT TRANSPORT [online]. Paris, 2019 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: [http://ferrmed.eu/sites/default/files/2019-03/12\\_00\\_7\\_MAR%20RIVAS\\_2.pdf](http://ferrmed.eu/sites/default/files/2019-03/12_00_7_MAR%20RIVAS_2.pdf)
- [12] FALKE, Ewald. EURODUAL LOKOMOTIVE [online]. Langenthal, 2018 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: [https://gdi-adi.ch/fileadmin/user\\_upload/2018-06-15\\_STAG\\_Vortrag\\_EuroDual\\_15\\_06\\_2018\\_Langenthal.pdf](https://gdi-adi.ch/fileadmin/user_upload/2018-06-15_STAG_Vortrag_EuroDual_15_06_2018_Langenthal.pdf)
- [13] GRANNEC, R. Eurodual - Euro6001. *Trains réels* [online]. 2018 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <http://herge.eklablog.com/eurodual-euro6001-a146717710>



- [14] Gama Marathon 111Ed. PESA [online]. Bydgoszcz, 2022 [cit. 2022-10-31]. Dostupné z: <https://pesa.pl/produkty/lokomotywy/gama-marathon-111ed/>
- [15] PLATFORMA LOKOMOTYW GAMA. PESA [online]. Bydgoszcz, 2018 [cit. 2022-11-02]. Dostupné z: <https://docplayer.pl/17985343-Platforma-lokomotyw-baza-platformy-modulowa-konstrukcja-ukladu-napedowego-zapewnia-82-wspolnych-podzespolow-dla-lokomotyw-elektrycznych-platformy.html>
- [16] Mainline Locomotives for RCH, Hungary. CRRC ZELC Europe [online]. Vienna, 2020 [cit. 2022-11-02]. Dostupné z: <https://crrczelc-europe.com/mainline-locomotive-rch-hungary/>
- [17] CRRC ZELC Verkehrstechnik GmbH (CRRC ZELC EUROPE) – connecting the world with environmentally friendly innovations. RailwayPro [online]. 2020 [cit. 2022-11-02]. Dostupné z: <https://www.railwaypro.com/wp/crrc-zelc-verkehrstechnik-gmbh-crrc-zelc-europe-connecting-the-world-with-environmentally-friendly-innovations/>
- [18] NAVRÁTIL, Jiří. 181.002. ŽelPage [online]. 2021 [cit. 2022-11-02]. Dostupné z: <https://www.zelpage.cz/fotogalerie/big/mav120.jpg>
- [19] InnoTrans 2022: Bison — китайский электровоз с функцией последней мили для Венгрии. ZDMIRA [online]. 2022 [cit. 2022-11-02]. Dostupné z: <https://zdmira.com/news/innotrans-2022-bison-kitajskij-elektrovoz-s-funktsiej-poslednej-mili-dlya-vengrii>
- [20] InnoTrans 2022 – Chinezii de la CRRC prezintă locomotiva Bison construită pentru Rail Cargo Ungaria din lotul de 20 ce vor fi achiziționate. Mobilitate.eu [online]. 2022 [cit. 2022-11-02]. Dostupné z: <https://mobilitate.eu/innotrans-2022-crrc-bison/>
- [21] KRÝŽE, Pavel. Správa železnic: Portál provozování dráhy [online]. Praha, 2023 [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: <https://provoz.spravazeleznice.cz/Portal/ViewArticle.aspx?oid=594598>
- [22] LITHIUM-ION BATTERY. University of Washington [online]. Seattle, 2020 [cit. 2022-11-06]. Dostupné z: <https://www.cei.washington.edu/education/science-of-solar/battery-technology/>
- [23] ČSN EN 15273-1+A1: Železniční aplikace - Průjezdne průřezy tratí a obrysy vozidel. Část 1: Obecně - Společná pravidla pro infrastrukturu a vozidla. 2017. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.
- [24] ČSN EN 13 906-1: Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu - Výpočet a konstrukce - Část 1: Tlačné pružiny. 2014. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [25] ČSN EN 14 363+A2: Železniční aplikace - Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností - Jízdní chování a stacionární zkoušky. 2023. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2023.



## 8 Seznam obrázků

Obr. 1: Siemens Vectron Dual mode [1] .....	9
Obr. 2: Siemens Vectron Dual mode, rozměry [3].....	10
Obr. 3: Siemens Vectron Dual mode, uspořádání [1] .....	10
Obr. 4: podvozek Siemens SF3 [5] .....	11
Obr. 5: podvozek Siemens SF3, rozměry [5] .....	11
Obr. 6: Bombardier TRAXX AC3 Last mile [7].....	12
Obr. 7: podvozek Bombardier FLEXX Power 140 EU3 [9].....	13
Obr. 8: podvozek Bombardier FLEXX Power 140 EU3, model [8].....	14
Obr. 9: Stadler EuroDual [10].....	14
Obr. 10: Stadler EuroDual, rozměry [13] .....	15
Obr. 11: Stadler EuroDual, uspořádání [12].....	16
Obr. 12: podvozek Stadler EuroDual [12] .....	16
Obr. 13: Pesa Gama 111Ed Marathon [14].....	17
Obr. 14: Pesa Gama 111Ed Marathon, uspořádání [14].....	18
Obr. 15: podvozek Pesa Gama [15] .....	18
Obr. 16: podvozek Pesa Gama, pohon [15] .....	19
Obr. 17: CRRC Bison Super Last Mile [18].....	20
Obr. 18: CRRC Bison Super Last Mile [19].....	21
Obr. 19: podvozek CRRC Bison [20] .....	22
Obr. 20: dovolené traťové třídy zatížení v ČR [21] .....	23
Obr. 21: systémy trakčních soustav v ČR [21].....	24
Obr. 22: schéma pohonného řetězce střídavé elektrické lokomotivy.....	25
Obr. 23: schéma pohonného řetězce stejnosměrné elektrické lokomotivy .....	25
Obr. 24: schéma pohonného řetězce akumulátorové lokomotivy.....	26
Obr. 25: schéma pohonného řetězce navržené duální elektrické lokomotivy.....	26
Obr. 26: kinematický vztažný obrys G1 podle ČSN EN 15 273-1 [23].....	30
Obr. 27: kinematický vztažný obrys G1C2 podle ČSN EN 15 273-1 [23].....	31
Obr. 28: obrys pro konstrukci skříně, půdorys .....	34
Obr. 29: rozdělení vozidla pro výpočet výškového omezení.....	34
Obr. 30: obrysy pro konstrukci skříně ve vybraných řezech.....	37
Obr. 31: navržený průřez prizmatické části skříně .....	38
Obr. 32: navržený tvar skříně.....	39
Obr. 33: rozložení agregátů ve strojovně .....	42
Obr. 34: výpočet sil zatěžujících přední a zadní podvozek .....	44
Obr. 35: výpočet sil zatěžujících levou a pravou sadu pružin sekundárního vypružení .	45
Obr. 36: výpočet sil zatěžujících levou a pravou sadu pružin primárního vypružení .....	45
Obr. 37: výpočet kolových sil .....	46
Obr. 38: trakční charakteristika .....	48
Obr. 39: brzdová charakteristika EDB .....	49
Obr. 40: závislost jízdního odporu na stoupání a rychlosti.....	50
Obr. 41: maximální rychlost jízdy v závislosti na stoupání .....	50



Obr. 42: zábrzdňá dráha EDB a střední ekvivalentní zpomalení .....	51
Obr. 43: tachogram jízdního cyklu .....	52
Obr. 44: navržená duální lokomotiva .....	55
Obr. 45: navržená duální lokomotiva .....	55
Obr. 46: navržená duální lokomotiva, rozměry .....	56
Obr. 47: bezpečnost ozubení .....	60
Obr. 48: závěska nápravové převodovky .....	61
Obr. 49: nápravová převodovka .....	62
Obr. 50: nápravová převodovka, odkryté víko .....	62
Obr. 51: nápravová převodovka, řez .....	63
Obr. 52: rám podvozku .....	64
Obr. 53: rám podvozku, pohled zespodu .....	64
Obr. 54: charakteristiky svislého vypružení .....	67
Obr. 55: Goodmanův diagram pro pružiny primárního vypružení .....	70
Obr. 56: Goodmanův diagram pro pružiny sekundárního vypružení .....	71
Obr. 57: typy usazení pružin a jim příslušné koeficienty [24] .....	72
Obr. 58: trakční podvozek .....	74
Obr. 59: trakční podvozek, pohled zespodu .....	75
Obr. 60: trakční podvozek, bokorys .....	75
Obr. 61: model lokomotivy v programu Simpack .....	76
Obr. 62: model trakčního podvozku v programu Simpack .....	77
Obr. 63: model trakčního podvozku v programu Simpack, pohled zespodu .....	77
Obr. 64: zkruřovací zkouška, zkušební zkroucení .....	79
Obr. 65: zkruřovací zkouška, kolové síly .....	79
Obr. 66: zkušební oblouk .....	80
Obr. 67: průjezd zkušebními oblouky, vodící síla .....	80
Obr. 68: ekvivalentní konicita .....	82
Obr. 69: stabilita jízdy v přímé trati .....	83
Obr. 70: výhybkové zhlaví .....	84
Obr. 71: kolové síly při průjezdu výhybkovým zhlavím .....	85
Obr. 72: vodící síly při průjezdu výhybkovým zhlavím .....	85
Obr. 73: poměr vodící a kolové síly při průjezdu výhybkovým zhlavím .....	86

## 9 Seznam tabulek

Tab. 1: Parametry lokomotivy Siemens Vectron Dual Mode [1][4].....	9
Tab. 2: Parametry lokomotivy Bombardier TRAXX AC3 Last Mile [5][8] .....	12
Tab. 3: Parametry lokomotivy Stadler EuroDual [10][11][12] .....	15
Tab. 4: Parametry lokomotivy Pesa Gama 111Ed Marathon [14][15] .....	17
Tab. 5: Parametry lokomotivy CRRC Bison Super Last Mile [17][20] .....	21
Tab. 6: Uvažované účinnosti .....	27
Tab. 7: Parametry navrženého akumulátoru.....	29
Tab. 8: Kinematické zúžení obrysu .....	32
Tab. 9: Hmotnostní bilance agregátů strojovny .....	41
Tab. 10: Hmotnostní bilance .....	43
Tab. 11: Hmotnostní bilance podle stupně vypružení.....	44
Tab. 12: Statické osově síly v sadách pružin sekundárního vypružení .....	46
Tab. 13: Statické osově síly v sadách pružin primárního vypružení .....	47
Tab. 14: Nápravová zatížení, kolové síly a poměry zatížení kol.....	47
Tab. 15: Energetická bilance jízdního cyklu .....	53
Tab. 16: Parametry navržené duální lokomotivy.....	56
Tab. 17: Základní parametry ozubeného soukolí nápravové převodovky.....	59
Tab. 18: Parametry navržených pružin .....	72



## 10 Seznam příloh

Příloha 1: Návrhové výpočty zpracované v programu MS Excel

Příloha 2: Trakční výpočty zpracované v programu MS Excel

Příloha 3: Typový výkres navržené dvousilové lokomotivy

Příloha 4: Sestavný výkres navrženého trakčního podvozku